

**Thermodynamische Zustandsdiagnose
einer Gasturbinenanlage
mit rekuperativer Wärmerückgewinnung**

Vom Fachbereich Maschinenbau
der Universität der Bundeswehr Hamburg
zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors-Ingenieurs
geprüft und
genehmigt

DISSERTATION

von
Rüdiger Huben-Störmer
aus
Hamburg

Hamburg 2000

REPORT DOCUMENTATION PAGE

Form Approved OMB No. 0704-0188

Public reporting burden for this collection of information is estimated to average 1 hour per response, including the time for reviewing instructions, searching existing data sources, gathering and maintaining the data needed, and completing and reviewing the collection of information. Send comments regarding this burden estimate or any other aspect of this collection of information, including suggestions for reducing this burden to Washington Headquarters Services, Directorate for Information Operations and Reports, 1215 Jefferson Davis Highway, Suite 1204, Arlington, VA 22202-4302, and to the Office of Management and Budget, Paperwork Reduction Project (0704-0188), Washington, DC 20503.

1. AGENCY USE ONLY (Leave blank)		2. REPORT DATE 2000	3. REPORT TYPE AND DATES COVERED Dissertation	
4. TITLE AND SUBTITLE Thermodynamische Zustandsdiagnose einer Gasturbinenanlage mit rekuperativer Waermerueckgewinning Thermodynamic State Diagnosis of a Gas Turbine System with Recuperative Heat Recovery			5. FUNDING NUMBERS	
6. AUTHOR(S) Ruediger Hoebe-Stoermer				
7. PERFORMING ORGANIZATION NAME(S) AND ADDRESS(ES) Fachbereich Maschinenbau, Institut fuer Automatisierungstechnik			8. PERFORMING ORGANIZATION Report Number REPORT NUMBER	
9. SPONSORING/MONITORING AGENCY NAME(S) AND ADDRESS(ES) Universitaet der Bundeswehr Hamburg			10. SPONSORING/MONITORING AGENCY REPORT NUMBER	
11. SUPPLEMENTARY NOTES Text in German. Title and abstract in German and English, 91 pages.				
12a. DISTRIBUTION/AVAILABILITY STATEMENT Distribution A: Public Release.			12b. DISTRIBUTION CODE	
ABSTRACT (Maximum 200 words) The goal of this dissertation is to pursue the requests of manufactures and distributors to develop further the existing paradigms of diagnosis for gas turbine systems in order to widen the additional components and thereby to achieve a contribution to the condition-oriented maintenance of gas turbine systems. The author gives an overview of the processes that enable him to judge the condition of gas turbine systems. In terms of financability, the author then mentions how the whole project potentially could save manufactures and distributors alike a great deal of investment. The last chapter concerns itself with the diagnosis of the suction filter and compressor.				
14. SUBJECT TERMS German, UNIBW, Gas turbine systems, Suction filter, Heat recovery			15. NUMBER OF PAGES	
			16. PRICE CODE	
17. SECURITY CLASSIFICATION OF REPORT UNCLASSIFIED	18. SECURITY CLASSIFICATION OF THIS PAGE UNCLASSIFIED	19. SECURITY CLASSIFICATION OF ABSTRACT UNCLASSIFIED	20. LIMITATION OF ABSTRACT UNLIMITED	

**Thermodynamische Zustandsdiagnose
einer Gasturbinenanlage
mit rekuperativer Wärmerückgewinnung**

Vom Fachbereich Maschinenbau
der Universität der Bundeswehr Hamburg
zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs
genehmigte

DISSERTATION

von
Rüdiger Höben-Störmer
aus
Hamburg

Hamburg 2000

20021122 156

AQ F03-02-0399

**Copies Furnished to DTIC
Reproduced From
Bound Originals**

**Reproduced From
Best Available Copy**

Tag der mündlichen Prüfung:	05. Dezember 2000
Hauptreferent:	Prof. Dr.-Ing. K. Fiedler
Korreferent:	Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. R. Lunderstädt

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Assistent am Laboratorium für Strömungsmaschinen der Universität der Bundeswehr Hamburg.

Mein besonderer Dank gilt dem Leiter des Laboratoriums, Herrn Prof. Dr.-Ing. K. Fiedler, für die Anregung und intensive Förderung dieser Arbeit und die Übernahme des Hauptreferats.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. E.h. R. Lunderstädt vom Institut für Automatisierungstechnik der Universität der Bundeswehr Hamburg bedanke ich mich gleichermaßen für das dieser Arbeit entgegengebrachte Interesse und die Übernahme des Korreferats.

Weiterhin gilt mein Dank der Verbundnetz Gas AG, Leipzig, die durch ihr Streben nach Innovation den Grundstein für diese Arbeit gelegt hat.

Schließlich danke ich all jenen Mitarbeitern der Universität der Bundeswehr Hamburg und der Verdichterstation Sayda, die durch ihre Mithilfe zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Hamburg, im Dezember 2000

Rüdiger Höben-Störmer

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur

VII

1	Einleitung	1
1.1	Überblick über Gasturbinen - Diagnosesysteme	2
1.2	Wirtschaftlichkeitsbetrachtung	4
1.3	Konkretisierung der Aufgabenstellung	6
2	Theoretische Grundlagen	10
2.1	Grundprinzip der Zustandsdiagnose	10
2.2	Modellierung des Filtersystems	13
2.3	Modellierung des Wärmeübertragers	15
2.3.1	Wirkungsgrad	17
2.3.2	Leckage	18
2.3.3	Verschmutzung	20
2.3.4	Temperatur- und Massenstromkorrektur	25
2.4	Berücksichtigung eines weiten Lastbereiches bei der Modellbildung	29
2.5	Modellierung variabler Massenströme im Turbinenbereich	35
3	Vorstellung der untersuchten Anlage	37
3.1	Die Gasturbinenanlage	37
3.2	Der Messaufbau	41
3.3	Genauigkeit der Betriebsmesstechnik	45
3.4	Beharrungszustand	46
4	Ergebnisse	47
4.1	Diagnose des Ansaugfilters	48
4.2	Verdichterdiagnose	51
4.2.1	Einflussgrößen des Diagnoseergebnisses	51
4.2.2	Verdichterdiagnose mit einer Diagnosematrix und einem Referenzpunkt	54
4.2.3	Verdichterdiagnose mit einer Diagnosematrix und belastungsabhängigen Referenzpunkten	56

4.3	Rekuperatordiagnose	60
4.3.1	Wirkungsgrad	62
4.3.2	Leckage	64
4.3.3	Verschmutzung.....	65
4.3.4	Einfluss des Anti-Icing-Systems	69
4.3.5	Bestätigung des Diagnoseergebnisses	70
4.4	Brennkammerdiagnose	77
4.5	Turbinendiagnose	78
5	Zusammenfassung und Ausblick	82
6	Anhang	86
7	Literaturverzeichnis	89

Nomenklatur

Bezeichnungen

A	Fläche
c	Strömungsgeschwindigkeit
c_{ij}	Elemente der Diagnosematrix
c_p	isobare, spezifische Wärmekapazität
C	Konstante für die Geometrie der Mengensmessstelle
\underline{C}	Diagnosematrix
d	Durchmesser
e	Eulerzahl
e_t	Zahlungsüberschuss im Zeitpunkt t
	$e_t > 0$ Einzahlungsüberschuss
	$e_t < 0$ Auszahlungsüberschuss
f	funktionaler Zusammenhang
g	funktionaler Zusammenhang
h	Enthalpie
k	Wärmedurchgangskoeffizient
K	Konstante
l	Länge
m	Anzahl der Messgrößen
\dot{m}	Massenstrom
Δm	Diagnosegröße des Durchsatzes, auch Diagnosegröße für Leckagen innerhalb von Wärmeübertragern
M_u	Umfangsmachzahl
n	Anzahl der Zustandsgrößen, auch allgemeine Drehzahl, auch Exponent
NTU	dimensionslose Übertragungsfähigkeit (engl.: number of transfer units)
ΔNTU	Diagnosegröße für verschmutzte Wärmeübertrager
Nu	Nußelt-Zahl
p	Druck
p_{vt}	Totaldruckverlust
Pr	Prandtl-Zahl

VIII

q	Wirkdruck, auch Zinsfaktor $(1 + r)$
Q	Wärmemenge
\dot{Q}	Wärmestrom
r	als Dezimalzahl geschriebener Zinssatz
R	Gaskonstante
Re	Reynolds-Zahl
s	Streuung
t	Zeitpunkt
t^*	Amortisationsdauer, pay-off-period
T	Temperatur
ΔT_o	obere Grädigkeit
ΔT_u	untere Grädigkeit
\dot{W}	Wärmekapazitätsstrom
x	charakteristische Länge, Variable
Y	Messgröße
Δy	normierte Änderung einer Messgröße
\bar{y}	Mittelwert
\underline{Y}	Messvektor
Z	Zustandsgröße
Δz	normierte Zustandsänderungsgröße, Diagnosegröße
$\underline{\Delta z}$	normierter Zustandsvektor
ζ_v	Verlustbeiwert
ρ	Dichte
η	Wirkungsgrad, auch dynamische Viskosität
$\Delta \eta$	Diagnosegröße des Wirkungsgrades
$\Delta \vartheta_m$	mittlere logarithmische Temperaturdifferenz
α	Wärmeübergangskoeffizient
λ	Wärmeleitungskoeffizient
δ	Wandstärke

Δ	bezogene Abweichung einer Größe
ψ	Druckzahl
φ	Durchflusszahl, auch relative Luftfeuchtigkeit
ρ_η	normierte Steigung im ψ - η -Kennfeld bei konstanter Umfangsmachzahl M_u
ε_η	normierte Steigung im M_u - η -Kennfeld bei konstanter Druckzahl ψ
ρ_φ	normierte Steigung im ψ - φ -Kennfeld bei konstanter Umfangsmachzahl M_u
ε_φ	normierte Steigung im M_u - φ -Kennfeld bei konstanter Druckzahl ψ
δ	Standardabweichung
μ	Erwartungswert

Indizes

0	Referenzzustand, auch Ebene vor dem Ansaugfilter
1	Ebene zwischen Ansaugfilter und Axialverdichter
2	Ebene zwischen Axialverdichter und Wärmeübertrager
3	Ebene zwischen Wärmeübertrager und Brennkammer
4	Ebene zwischen Brennkammer und Gaserzeugerturbine
5	Ebene zwischen Gaserzeugerturbine und Nutzleistungsturbine
6	Ebene zwischen Nutzleistungsturbine und Wärmeübertrager
7	Ebene hinter dem Wärmeübertrager
a	außen
A	Austritt
A	Rekuperator A
AI	Anti-Icing
B	Rekuperator B
BK	Brennkammer
E	Eintritt, auch Entnahme
F	Filter, auch Kraftstoff
G	gemessen

GPA	Gas-Pfad-Analyse (gas-path-analysis)
HDT	Hochdruckturbine
i	Laufvariable für die Zustandsgröße, auch allgemeine Laufvariable, auch innen
j	Laufvariable für die Messgröße, auch allgemeine Laufvariable
k	kaltes Ende des Wärmeübertragers
K	Kennfeld
L	Leckage
LRA	Leckage Rekuperator A
LRB	Leckage Rekuperator B
m	gemittelt
max	maximal
min	minimal
M	Messung
NDT	Niederdruckturbine
RAL	Rekuperator A (luftseitig)
RAR	Rekuperator A (rauchgasseitig)
RBL	Rekuperator B (luftseitig)
RBR	Rekuperator B (rauchgasseitig)
s	statischer Zustand, auch isentrop
t	Totalzustand
T	Turbine, auch Taschenfilter
V	Verdichter, auch Verlust
w	warmes Ende des Wärmeübertragers

1 Einleitung

Aufgrund der Notwendigkeit der Erhaltung und Verbesserung der Wettbewerbsfähigkeit auf den nationalen und internationalen Märkten ist es für die Betreiber von technischen Anlagen immer wichtiger geworden, die Betriebskosten zu optimieren. Hierzu ist während der gesamten Betriebsdauer der Wirkungsgrad der Anlagen zu erhalten, sowie ihre zeitliche Verfügbarkeit und Betriebssicherheit zu erhöhen. Darüber hinaus bieten die aufgrund der regulären technischen Abnutzung durch Verschleiß, Ermüdung, Korrosion und Alterung unvermeidbaren Instandhaltungskosten ausreichend Potenzial zur Kostenreduzierung (Stoneham, 1998; Kalaitzis, 1999). Eine Möglichkeit, das formulierte Ziel der Betriebskostenreduzierung zu erreichen, bietet im Bereich der präventiven Instandhaltungsstrategien ein Übergang von der üblichen periodischen Instandhaltung zu einer bedarfsorientierten Instandhaltung. Für eine bedarfsorientierte Instandhaltung wird aber ein System benötigt, welches den aktuellen Zustand einer jeden kostenkritischen Komponente der Anlage ermittelt und die Notwendigkeit einer Instandhaltungsmaßnahme anzeigt.

Gasturbinen als wichtigste Antriebseinheiten für Flugzeuge und auch für Gaskompressoren und Generatoren sind sehr komplexe technische Systeme, deren Verfügbarkeit und Betriebssicherheit von großer Bedeutung für die Betreiber, aber auch für die Endkunden sind. Aufgrund der eingeführten Liberalisierung der Strommärkte und der kommenden Liberalisierung der Gasmärkte gilt die oben formulierte Optimierungsaufgabe in besonders hohem Maße für den Betrieb stationärer Gasturbinen. Von den Betreibern stationärer Gasturbinenanlagen werden daher an die Hersteller deutliche Forderungen gestellt, die die Einführung umfassender Diagnosesysteme zum Ziel haben (Schippers und Then, 2000).

Das Ziel dieser Arbeit ist es daher, den Forderungen der Betreiber nachzukommen und die bestehenden Diagnosesysteme für Gasturbinenanlagen weiterzuentwickeln, um zusätzliche Komponenten zu erweitern und damit einen Beitrag zur zustandsorientierten Instandhaltung von Gasturbinenanlagen zu leisten.

Hierzu wird im Rahmen dieser Einleitung zunächst ein Überblick über Verfahren gegeben, die eine Zustandsbeurteilung von Gasturbinenanlagen ermöglichen. In einer Wirtschaftlichkeitsbetrachtung werden dann die möglichen finanziellen Einsparungspotenziale durch die Einführung eines Diagnosesystems diskutiert, ehe die Aufgabenstellung konkretisiert wird.

1.1 Überblick über Gasturbinen - Diagnosesysteme

Die Basis für Diagnosesysteme ist die Erfassung von Daten der zu betrachtenden Anlage. Im Bereich der Gasturbinenanlagen bieten sich hierzu eine Vielzahl von Verfahren an. Diese werden für Flugtriebwerke in zwei Bereiche eingeteilt (Luftfahrt-Bundesamt, 1980), die für die Überwachung von stationären Gasturbinenanlagen analog übernommen werden können. Man unterscheidet dabei zwischen den direkten Verfahren zum Erkennen von unmittelbar sichtbar werdenden Störungen und den indirekten Verfahren, die nach einer Auswertung beginnende Störungen aufzeigen. Zu der ersten Gruppe gehören unter anderem Instrumentenüberwachungen, Endoskopieuntersuchungen, Schwingungsüberwachungen sowie Magnetstopfen- und Filterkontrollen. Zu der zweiten Gruppe zählen neben spektrometrischen Ölanalysen und Schallanalysen insbesondere sämtliche Verfahren zur Leistungs-Trendanalyse. Die Leistungs-Trendanalysen bieten sich vornehmlich für eine vorbeugende zustandsbezogene Instandhaltung an, da sie bereits während des Betriebes eine Aussage über den Maschinenzustand ermöglichen. Die Verfahren der ersten Gruppe eignen sich weniger für vorbeugende Instandhaltungsmaßnahmen, da sie zum Teil nur bei einem Anlagenstillstand durchführbar sind bzw. während des laufenden Betriebes nur eine Grenzwertüberwachung ermöglichen.

Zur Darstellung des derzeitigen Standes der Technik im Bereich der Zustandsdiagnose von Gasturbinen ist es sinnvoll, zunächst einige Begriffe eindeutig zu definieren, die in der Praxis häufig missbräuchlich verwendet werden. Nach Blank und Grün (1997) ist eine Aufgabenabgrenzung zwischen Monitoring, Analyse und Diagnose sinnvoll. Das Monitoring beinhaltet in diesem Zusammenhang die Erfassung und Anzeige von Messwerten und einen Vergleich mit Grenzwerten. Es stellt somit ein reines Überwachungsverfahren dar. Die Analyse berechnet zusätzlich zum Monitoring betriebszustandsabhängige Kenngrößen und Referenzwerte als Basis für Vergleiche zwischen Ist- und Sollwerten zur Zustandsbeurteilung. Die Kenngrößen werden über längere Zeiträume gespeichert und erlauben auf dieser Basis eine aktuelle Zustandsbeurteilung im Vergleich zur Vergangenheit. Die Diagnose verknüpft und interpretiert schließlich automatisch die Messwerte und Kenngrößen und gibt dem Betreiber der Anlage im Falle von festgestellten Störungen entsprechende Handlungsempfehlungen.

Ein Arbeitskreis des Verbandes Deutscher Maschinen- und Anlagenbauer e.V. (VDMA) beschäftigt sich ebenfalls mit der Zusammenstellung von Inhalten und Begriffen zu dem Thema der Zustandsüberwachung von Gasturbinen (Stoff, 1997). Der Arbeitskreis

unterscheidet dabei zwischen Condition Monitoring Systemen (CMS), die im wesentlichen der Analyse entsprechen, und Trend Monitoring Systemen (TMS), die ein Monitoring mit Langzeittrends darstellen. Eine Logik, die die gewonnenen Erscheinungsbilder interpretiert, wird in der noch zu erstellenden VDMA-Richtlinie als übergeordnetes Ziel des Trend Monitoring Systems angesehen und als Diagnose bezeichnet.

Die von Blank und Grün (1997) vorgeschlagene Abgrenzung ist in das modular aufgebaute System DIGEST der Firma Siemens/KWU für die Analyse und Diagnose von Gas- und Dampfturbinen eingeflossen. Dieses System erstellt eine Diagnose auf der Basis von gesammeltem Wissen in Form von Trends aus vorangegangenen Perioden. Es handelt sich somit um ein wissensbasiertes System. Darüber hinaus lassen sich auch Diagnosesysteme definieren, die ohne spezielles Wissen über ein thermodynamisches Modell eine Zustandsdiagnose ermöglichen. Diese Systeme bezeichnet man als modellbasierte Systeme. Der Vorteil dieser Systeme liegt darin, dass eben keine umfangreichen Daten aus der Vergangenheit mit den aktuellen Daten verglichen werden müssen, sondern dass direkt über ein physikalisch – mathematisches Modell eine Aussage über den aktuellen Anlagenzustand gemacht werden kann. Ein solches modellbasiertes Verfahren für die Zustandsdiagnose von Gasturbinen kann auf der Gas-Pfad-Analyse (GPA) beruhen, die erstmals von Urban (1972) beschrieben wurde. Mit Hilfe dieses Verfahrens kann der Zustand der vom Arbeitsgas durchströmten Komponenten der Anlage bestimmt und somit ein möglicher Fehler lokalisiert werden.

In dieser Arbeit liegt der Schwerpunkt auf den modellbasierten Diagnoseverfahren auf Basis der Gas-Pfad-Analyse, die über ein thermodynamisches Modell aus den Messgrößen (z.B. Druck und Temperatur) die Abweichung einer Zustandsgröße von einem zuvor festgelegten Referenzzustand berechnen. Eine Zustandsgröße kann in diesem Sinne ein Wirkungsgrad, ein Massenstrom oder eine sonstige, den Zustand einer Komponente beschreibende, Größe sein. Dieses Vorgehen erlaubt direkt eine Aussage hinsichtlich des momentanen Anlagenzustandes ohne Rückgriff auf gespeicherte Trendverläufe aus vorangegangenen Perioden.

Roesnick (1984) hat einen umfassenden Überblick über die Entwicklung der GPA-basierten Zustandsdiagnose für Gasturbinen in stationären und fliegenden Anwendungen gegeben. Dieser Überblick wurde von zur Nieden (2000) im Bereich der fliegenden Anwendungen erweitert.

Auf dem Gebiet der stationären Gasturbinenanwendungen berichtet Mayer (1992) über Betriebserfahrungen, die im praktischen Einsatz eines Zustandsdiagnosesystems auf Basis der Gas-Pfad-Analyse gemacht wurden. Insbesondere werden das Diagnoseergebnis aufgrund eines signifikanten Brennkammerschadens und die positiven Auswirkung von Verdichterwaschungen auf den Zustand des Verdichters diskutiert. Das Diagnosesystem wird in dem Anwendungsfall unter anderem zur Bestimmung des optimalen Zeitpunktes zur Waschung des Verdichters genutzt.

Berghaus (1996) hat eine stationäre Gasturbinenanlage zur Stromerzeugung längere Zeit mit Hilfe eines GPA-basierten Diagnosesystems betrachtet. Das zentrale Ergebnis ist die Erkenntnis, dass regelmäßige On-Line-Verdichterwäschen im laufenden Betrieb nicht ausreichend sind, sondern dass in größeren Abständen Off-Line-Verdichterwäschen bei abgeschalteter Anlage durchzuführen sind, um hartnäckige Verschmutzungen auf der Verdichterbeschaufelung beseitigen zu können.

In der Arbeit von Pulicani und Zampieri (1996) wird die antreibende Gasturbine einer Erdgas-Verdichterstation mit einem Diagnosesystem untersucht. Das System erfasst zum einen thermodynamische Daten, die über die Gas-Pfad-Analyse in Zustandsgrößen umgerechnet werden, zum anderen Daten aus einer Schwingungsanalyse. Über ein wissensbasiertes Expertensystem werden die Ergebnisse der beiden modellbasierten Teilsysteme miteinander kombiniert. Im Falle einer diagnostizierten Störung werden im interaktiven Dialog mit dem Anwender Fehlerursachen überprüft, die letztendlich in eine Handlungsempfehlung münden.

In jüngster Zeit wurde schließlich von Girbig (2000) das Prinzip der Gas-Pfad-Analyse für die Zustandsdiagnose von Dampfturbinen unter Berücksichtigung überhitzten Dampfes adaptiert. Die Anwendbarkeit konnte im praktischen Einsatz an einer ausgeführten Anlage erfolgreich nachgewiesen werden.

1.2 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Im Zentrum dieser Arbeit steht insgesamt die technische Seite der Diagnose zur zustandsorientierten Instandhaltung einer Gasturbinenanlage. Das Ziel eines jeden Unternehmens ist es aber, den Gewinn zu maximieren, um am Markt erfolgreich zu sein. Vor der Entscheidung für die Einführung eines Diagnosesystems ist daher die Frage zu klären, wann sich die Investition in ein solches Projekt amortisiert haben wird und welche Kosteneinflüsse in dem Entscheidungsprozess zu berücksichtigen sind.

Ein Investitionsprojekt hat sich allgemein amortisiert, wenn der sog. break-even-point erreicht worden ist, das heißt wenn die abgezinste Einsparungen aufgrund der Investition die Kosten der Investition ausgeglichen haben. Formal ist die Amortisationsdauer oder die pay-off-period t^* also aus der folgenden Beziehung zu bestimmen:

$$\sum_{t=0}^{t^*-1} e_t \cdot q^{-t} < 0 \leq \sum_{t=0}^{t^*} e_t \cdot q^{-t}. \quad (1.1)$$

Der Faktor e_t beschreibt in dieser Beziehung die Kosten ($e_t < 0$) und die Einsparungen ($e_t > 0$) der Investition, die mit Hilfe des Zinsfaktors q abgezinst wird. Durch die Abzinsung wird ein zukünftiger Geldbetrag wertmäßig auf einen anderen Zeitpunkt transponiert, indem er ihn um Zins- und Zinseszinszahlungen verringert. Im Falle der Ermittlung der Amortisationsdauer bietet sich hierfür der Investitionszeitpunkt an. Die Höhe der zu berücksichtigenden Zinssätze richtet sich nach dem jeweiligen Zinssatz, zu dem benötigtes Kapital zur Kostendeckung aufgenommen werden bzw. zu dem eingespartes Kapital angelegt werden kann.

Um die Frage nach der Amortisationsdauer eines Investitionsprojekts konkret beantworten zu können, müssen die Kosten einer Investition und die möglichen Einsparungspotenziale abgeschätzt werden.

Die Kosten einer Investition in ein Diagnosesystem setzen sich aus der Anfangsinvestition und den laufenden Kosten während der Nutzungsphase zusammen. Zu den laufenden Kosten zählen z.B. die Betriebskosten, die Wartungskosten, aber auch die Personalkosten für die Bedienung des Diagnosesystems. Die Einsparungsmöglichkeiten durch die Einführung eines Diagnosesystems sind vielfältiger Natur. Hierzu gehören insbesondere Brennstoffeinsparungen aufgrund eines wirkungsgradoptimierten Betriebes und zusätzliche Gewinne durch eine gesteigerte Verfügbarkeit der Anlage. Darüber hinaus kommen niedrigere Versicherungsprämien durch ein verringertes Ausfallrisiko in Betracht. Ein weiteres nicht zu vernachlässigendes Einsparungspotenzial eröffnet sich im Bereich der Personalkosten durch eine erhöhte Automatisierung des Prozesses. Ein umfassendes Verfahren zur Kostenabschätzung, in das die genannten Kosten und Einsparungen einfließen, wird von Sturm und Förster (1990) beschrieben.

Um den Betreibern von Gasturbinenanlagen, die vor der Entscheidung zur Einführung eines Diagnosesystems zur zustandsorientierten Instandhaltung stehen, eine Größenordnung für die Amortisationsdauer zu geben, haben Fiedler und Lunderstädt (1992) für eine 5 MW

Gasturbinenanlage zur Stromerzeugung das Einsparungspotenzial beziffert. Aufgrund der Wirkungsgrad- und Einsatzoptimierung der Gesamtanlage können DM 180.000 pro Jahr zuzüglich eingesparter Kosten für ausgelassene Routineuntersuchung in Höhe von DM 21.600 pro Jahr angesetzt werden. Hierdurch würde sich die Einführung eines Diagnosesystems dieser Art in weniger als einem Jahr rentieren. Eine ähnliche Größenordnung für das Einsparungspotenzial wird, bezogen auf die abgegebene Leistung, von Unsal und Boyce (1988) angegeben. Für eine 22 MW Gasturbinenanlage zum Antrieb eines Erdgasverdichters ist nach Einführung eines Diagnosesystems allein mit einer Einsparung von Brennstoffkosten in Höhe von US-\$ 170.000 pro Jahr (Stand 1988) zu rechnen. Diese beiden Beispiele zeigen eindrucksvoll, welches Einsparpotenzial in Diagnosesystemen für Gasturbinenanlagen steckt.

1.3 Konkretisierung der Aufgabenstellung

In zahlreichen Veröffentlichungen wurde bereits die Zustandsdiagnose für Gasturbinen in stationären und fliegenden Einheiten beschrieben und ihre Leistungsfähigkeit nachgewiesen. Trotz der erreichten Tiefe ergeben sich aber noch einige Bereiche, in denen das System erweitert und verbessert werden kann. Im folgenden sollen diese Bereiche benannt und hieraus die Fragestellungen für diese Arbeit formuliert werden.

Alle bisherigen Veröffentlichungen beschränken sich auf die Diagnose der Grundkomponenten von Gasturbinen: den Verdichter, die Brennkammer und die Turbine, jeweils in ein- oder mehrwelliger Bauweise (Berghaus, 1996; zur Nieden, 2000). Auf den Gesamtwirkungsgrad des Prozesses, der für eine wirtschaftliche Betriebsweise entscheidend ist, haben aber noch weitere Komponenten entscheidenden Einfluss. Hierzu gehören die Ansaugfiltersysteme in stationären Gasturbinenanlagen zur Reinigung der angesaugten Umgebungsluft. Diese Systeme werden in der Regel überwacht, um übermäßige Verschmutzungen und ein Vereisen der Filtereinrichtungen bei ungünstigen Umgebungsbedingungen auszuschließen. Dafür wird der Unterdruck im Bereich hinter dem Filter beobachtet. Es handelt sich hierbei aber lediglich um eine reine Grenzwertüberwachung. Eine direkte Zustandsdiagnose wird nicht durchgeführt.

In rekuperativen Gasturbinenprozessen haben die Wärmeübertrager einen großen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad. Wärmeübertrager können in den Gasturbinenprozess integriert werden, um mit Hilfe der heißen Abgase die verdichtete Luft vorzuwärmen, bevor diese in die Brennkammer eintritt. Dieses führt zu einer nicht unerheblichen Brennstoffeinsparung von

ca. 30% bei gleicher Brennkammereintrittstemperatur. Darüber hinaus erreicht der rekuperative Gasturbinenprozess sein Wirkungsgradoptimum bei deutlich niedrigeren Druckverhältnissen, was wiederum zu einer Abnahme der Stickoxidproduktion NO_x führt. In erster Linie werden Wärmeübertrager aufgrund ihres hohen Gewichts und Bauvolumens in stationären Gasturbinenanlagen eingesetzt. In der letzten Zeit werden sie aber auch für den Einsatz in Luftfahrzeugen im Rahmen von Parameterstudien diskutiert (Plohr u.a., 1999). Die Firma MTU arbeitet zur Zeit sogar an der Entwicklung eines rekuperativen Strahltriebwerks mit Zwischenkühlung im Verdichterbereich (Bräunling, 2000). Weitere Einsatzgebiete für Wärmeübertrager in Gasturbinenprozessen liegen in den Bereichen Kleingasturbinen für Fahrzeugantriebe (Müller, 1997) und Mikro-Gasturbinen zur dezentralen Stromerzeugung (Dielmann und Schieke, 2000). Rekuperative Gasturbinenprozesse waren zwar schon Gegenstand der Untersuchung von Diagnoseverfahren (Saravanamuttoo und MacIssac, 1983; Pulicani und Zampieri, 1996), aber die direkte Zustandsdiagnose von Wärmeübertragern wurde auch dort nicht durchgeführt.

Stationäre Gasturbinenanlagen werden häufig über große Lastbereiche hinweg betrieben. Bei den Diagnoseverfahren, die auf der Gas-Pfad-Analyse beruhen, wird das Komponentenverhalten aber in der Umgebung eines Referenzpunktes linearisiert. Weicht nun ein Betriebspunkt stark von dem Referenzpunkt ab, so stellen sich Fehler aufgrund der Linearisierung des Komponentenkennefeldes ein. Um dieses Problem zu umgehen, wurde bisher der gesamte Lastbereich in kleinere Bereiche aufgeteilt, für den jeweils das Modell speziell validiert werden musste (Berghaus, 1996). Dieses Verfahren ist allerdings sehr aufwendig, da umfangreiche Referenzmessreihen in allen Lastbereichen durchzuführen sind. Dieses Vorgehen zwingt den Betreiber, abweichend von dem normalen Fahrprogramm ausschließlich für die Validierung des Diagnosemodells ein spezielles Programm in allen Lastbereichen zu fahren.

In mehreren Arbeiten wurde bereits das Problem formuliert, das sich ergibt, wenn im Falle einer variablen Arbeitsgasentnahmemenge in den weiter hinten im Prozess liegenden Komponenten eine scheinbare Leckage diagnostiziert wird (zur Nieden, 2000). Ohne entsprechende Kenntnis des Modells führt dieses zwangsweise zu einer Fehlinterpretation des Diagnoseergebnisses und somit zu Fehlentscheidungen bezüglich durchzuführender Maßnahmen. Dieses Problem tritt vornehmlich bei der Diagnose im Turbinenbereich auf.

Aufgrund der dargestellten Einschränkungen bestehender Diagnosesysteme auf Basis der Gas-Pfad-Analyse ergeben sich somit folgende Teilaufgaben, die im Rahmen dieser Arbeit untersucht werden:

- Erstellung eines Diagnosemodells zur Beurteilung des Zustandes von Ansaugfiltersystemen,
- Erstellung eines Diagnosemodells zur Beurteilung von Wärmeübertragern in rekuperativen Gasturbinenprozessen,
- Erweiterung des bisherigen Diagnosemodells für die klassischen Gasturbinenkomponenten hinsichtlich einer vereinfachten Berücksichtigung großer Lastbereiche,
- Berücksichtigung einer variablen Arbeitsgasentnahmemenge in den Zustandsgrößen für die Turbinendiagnose.

Zusätzlich zu diesen theoretischen Teilaufgaben ist die Leistungsfähigkeit der Komponentenmodelle anhand von durchgeführten Zustandsdiagnosen an einer praktisch ausgeführten Anlage nachzuweisen.

Nach dieser Einleitung wird zunächst das Grundprinzip der Gas-Pfad-Analyse vorgestellt, bevor dann die Modellierung von Ansaugfiltersystemen und Wärmeübertragern ausführlich beschrieben wird. Im Filterbereich sollen Verschmutzungen und Vereisungen diagnostiziert und bei Wärmeübertragern die zwei grundsätzlichen Fehlermöglichkeiten Verschmutzung und interne Leckagen erkannt und voneinander unterschieden werden können. Das bestehende Verfahren für die Zustandsdiagnose der Grundkomponenten von Gasturbinenanlagen wird dann auf weite Lastbereiche erweitert, und die Modellierung einer variablen Arbeitsgasentnahmemenge in den Zustandsgrößen für die Turbinendiagnose wird erläutert.

Im dritten Kapitel wird die Erdgas-Verdichterstation Sayda der Verbundnetz Gas AG vorgestellt. Auf der dort installierten Gasturbinenanlage zum Antrieb eines Erdgasverdichters wurden im Rahmen dieser Arbeit umfangreiche Messungen zur Zustandsdiagnose der einzelnen Komponenten durchgeführt. Die Messwerterfassung und -verarbeitung sowie die Durchführung der Messungen werden beschrieben.

Im Kapitel 4 werden einige Diagnoseergebnisse umfassend präsentiert und diskutiert. Hierbei werden die einzelnen Komponenten der Anlage in der Durchströmungsrichtung nacheinander

betrachtet. Zum Abschluss werden die erzielten Ergebnisse noch einmal zusammengefasst und ein Ausblick formuliert, aus dem sich Ansätze für zukünftige Arbeiten auf dem Gebiet der zustandsorientierten Instandhaltung von Gasturbinenanlagen ergeben.

2 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel wird zunächst das Grundprinzip der Zustandsdiagnose vorgestellt. Im Anschluss daran erfolgt die Modellierung der vom Arbeitsgas durchströmten Komponenten, die in den bisherigen Untersuchungen noch keine Beachtung fanden – das Ansaugfiltersystem und die Wärmeträger in rekuperativen Gasturbinenprozessen. Die Zustandsdiagnose des Ansaugfiltersystems soll die Beurteilung hinsichtlich einer Verschmutzung oder Vereisung dieser Komponente ermöglichen. Bei der Zustandsdiagnose von Rekuperatoren sollen die zwei Schadensmöglichkeiten Verschmutzung der wärmeübertragenden Flächen und interne Leckagen voneinander unterschieden werden können. Hierzu sind aussagekräftige Zustandsgrößen zu definieren, die es dem Anlagenbetreiber ermöglichen, zielorientierte Entscheidungen hinsichtlich einer zustandsbasierten Instandhaltung zu treffen.

Darüber hinaus soll das Diagnoseverfahren für die klassischen Gasturbinenkomponenten auf weite Lastbereiche und variable Arbeitsgasentnahmen vor der Turbine erweitert werden. Die Modellierung dieser Komponenten wird hierzu nur in dem Umfang vorgestellt, wie es für das Verständnis der Erweiterungen notwendig ist. Für die grundsätzliche Modellierung der Komponenten Verdichter, Brennkammer und Turbine sei auf die Literatur verwiesen (z.B. Fiedler, 1983; Roesnick, 1984).

2.1 Grundprinzip der Zustandsdiagnose

Die Leistung einer Gasturbineneinheit wird direkt durch den Zustand ihrer von dem Arbeitsgas durchströmten Komponenten bestimmt. Ein Diagnosesystem muss diese Zustände eindeutig beschreiben können und in der Lage sein, zwischen einem fehlerfreien und einem fehlerbehafteten Betrieb dieser Komponenten zu unterscheiden. Hierzu bedarf es geeigneter Indikatoren, die in der Lage sind, den Fehler sowohl zu lokalisieren als auch zu quantifizieren. Sensorfehler müssen dabei erkannt und eliminiert werden können, um Fehlentscheidungen hinsichtlich der Fehlerursache zu vermeiden (Junk, 1997).

Die Basis für eine korrekte Diagnose ist die Modellierung des Gas-Pfades durch die gesamte Maschine. Für alle Komponenten sind die spezifischen Gleichungen für die beschreibenden Zustandsgrößen aufzustellen. Auf der Basis der Definitionsgleichung ist eine Zustandsgröße Z allgemein mit den Messgrößen Y_i verknüpft. Eine solche Beziehung kann wie folgt geschrieben werden:

$$Z = f(Y_1, Y_2, \dots, Y_n) . \quad (2.1)$$

Jede Veränderung in den unabhängigen Umgebungsbedingungen wie z.B. Umgebungstemperatur, Umgebungsdruck oder Kraftstoffmassenstrom führt zu einer Änderung der Messgrößen, die sich in einer korrespondierenden Veränderung der Zustandsgröße äußert. Um diese Veränderung beschreiben zu können, wird für die Gl. (2.1) das totale Differenzial berechnet. Zusätzlich wird dieses Ergebnis auf einen zuvor gemessenen und festgelegten Referenzzustand bezogen, da es einfacher ist, dimensionslose Größen zu interpretieren. Hierdurch erhält man als Indikator die zu betrachtende Diagnosegröße Δz in der folgenden Darstellung:

$$\Delta z = \frac{dZ}{Z_0} = \left(\frac{Y_1}{Z} \cdot \frac{\partial Z}{\partial Y_1} \right)_0 \cdot \frac{dY_1}{Y_{10}} + \left(\frac{Y_2}{Z} \cdot \frac{\partial Z}{\partial Y_2} \right)_0 \cdot \frac{dY_2}{Y_{20}} + \dots + \left(\frac{Y_n}{Z} \cdot \frac{\partial Z}{\partial Y_n} \right)_0 \cdot \frac{dY_n}{Y_{n0}} . \quad (2.2)$$

Die Ausdrücke in den Klammern (Index 0) sind konstante Koeffizienten, die die thermodynamischen Zusammenhänge in dem Referenzzustand beschreiben. Bei der Aufzeichnung des Referenzzustandes handelt es sich um einen Betriebszustand, bei dem sich die Anlage in Beharrung befindet, das heißt bei dem alle Einschwingvorgänge abgeklungen sind. Dieser Referenzzustand sollte sich darüber hinaus in einem fehlerfreien Zustand befinden. Dieses ist allerdings keine zwingende Voraussetzung. Befindet sich der Referenzzustand nicht in einem fehlerfreien Zustand, so ist es lediglich möglich, eine Verschlechterung oder eine eventuelle Verbesserung des Zustandes gegenüber diesem bereits fehlerbehafteten Referenzzustand zu bestimmen. Eine Basis für mögliche Referenzzustände können Abnahmemessungen oder vom Betreiber der Anlage durchgeführte Messungen nach Umbauten oder Revisionen sein.

Die Ausdrücke hinter diesen konstanten Koeffizienten repräsentieren die Abweichungen der Messgrößen in einem Betriebspunkt von den korrespondierenden Messgrößen in dem festgelegten Referenzpunkt. Diese Abweichung wird auf den Referenzzustand bezogen und damit dimensionslos gemacht.

Bei der Zustandsdiagnose ist zu berücksichtigen, dass die Komponenten einer Gasturbinenanlage, insbesondere die Turbomaschinen, lastabhängig reagieren. Im laufenden Betrieb ist es aber in der Regel nicht möglich, den zuvor gemessenen und festgelegten Referenzzustand zur Durchführung einer Diagnose wieder anzufahren. Dieses bedeutet, dass eine Veränderung der Diagnosegröße auf zwei Ursachen zurückgeführt werden kann:

- Die Diagnosegröße hat sich geändert, weil sich der Zustand der betrachteten Komponente tatsächlich verändert hat.
- Die Diagnosegröße hat sich geändert, weil die betrachtete Komponente lediglich in einem Betriebspunkt, der von dem Referenzpunkt abweicht, betrieben wird.

Um die zweite Ursache, die ja keinen Mangel der Komponente an sich beschreibt, ausschliessen zu können, muss die gemessene Veränderung mit der aus dem Kennfeld zu erwartenden Veränderung verglichen werden. Hierzu subtrahiert man von der gemessenen Veränderung einer Diagnosegröße die aus dem Kennfeld zu erwartende Veränderung derselben Diagnosegröße:

$$\Delta z = \Delta z_M - \Delta z_K . \quad (2.3)$$

Der verbleibende Rest der Diagnosegröße beschreibt die Änderung des Betriebsverhaltens einer Komponente allein aufgrund von tatsächlich aufgetretenen Zustandsänderungen.

Betrachtet man abschließend die gesamte Gasturbineneinheit mit allen Komponenten wie z.B. Verdichter, Brennkammer und Turbine, so liegen n Diagnose- und m Messgrößen vor, die in der Matrixschreibweise so dargestellt werden können:

$$\begin{bmatrix} \Delta z_1 \\ \Delta z_2 \\ \vdots \\ \Delta z_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & \dots & c_{1m} \\ c_{21} & & \ddots & \vdots \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ c_{n1} & \dots & \dots & c_{nm} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta y_1 \\ \Delta y_2 \\ \vdots \\ \Delta y_m \end{bmatrix}, \quad (2.4)$$

$$\text{mit: } \Delta z_i = \frac{Z_{iM} - Z_{iK}}{Z_{i0}},$$

$$\Delta y_j = \frac{Y_j - Y_{j0}}{Y_{j0}}.$$

Die Matrix \underline{C} bezeichnet man als Diagnosematrix. Die Elemente c_{ij} der Diagnosematrix stellen dabei unter Berücksichtigung der linearisierten Kennfeldinformationen die konstanten Koeffizienten aus den zuvor dargestellten Gleichungen für alle Komponenten der Anlage für jeweils einen Lastpunkt dar.

2.2 Modellierung des Filtersystems

Zum Schutz der Gasturbinenanlage ist in der Regel im Ansaugkanal ein Filtersystem zur Reinigung der angesaugten Luft installiert. Hierdurch werden Erosion, Verschmutzung und Korrosion der Kompressorschaukeln deutlich reduziert oder sogar vollständig vermieden. Überwiegend wird hierzu ein zweistufiges System eingesetzt, welches in der ersten Stufe die schweren Partikel und in der zweiten Stufe Feinstäube herausfiltert. Die erste Filterstufe kann dabei während des laufenden Betriebes ausgetauscht werden. Für eine Wartung der zweiten Filterstufe ist die Anlage grundsätzlich außer Betrieb zu nehmen.

Der Fehler dieser Komponente, der den Wirkungsgrad des Gesamtsystems verringert, ist eine Verschmutzung des Filters. Diese Verschmutzung kann sich in zweierlei Arten äußern. Zum einen kann es sich um eine tatsächliche Verschmutzung aufgrund von herausgefilterten Partikeln handeln, die sich in den Filterstufen absetzen. Zum zweiten kann es sich um eine Vereisung des Filters handeln, wenn es bei Lufttemperaturen um den Nullpunkt und hohen relativen Luftfeuchtigkeiten zu Eisbildung kommt.

In der Abb. 2.1 ist ein Filtersystem mit der üblichen Instrumentierung dargestellt. Die angesaugte Umgebungsluft mit dem Totalzustand 0 kann über zugeführte warme Luft (Zustand 3) vorgewärmt werden, um ein Vereisen des Filters zu vermeiden. Hinter dem Filter befinden sich die Messstellen zur Berechnung der angesaugten Luftmenge, die dem nachfolgenden Gasturbinenprozess zur Verfügung steht.

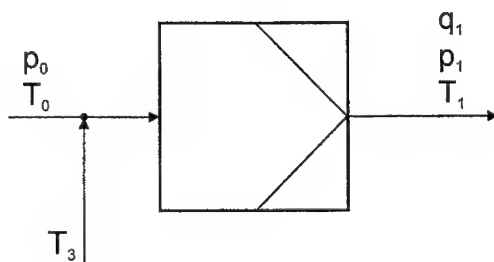


Abb. 2.1: Filtersystem.

Die charakteristische Kennzahl, die den Grad der Verschmutzung des Filtersystems beschreibt und somit den Zustand dieser Komponente, ist der Verlustbeiwert ζ_v . Dieser ist definiert als das Verhältnis des Totaldruckverlustes zum dynamischen Anteil des Druckes:

$$\zeta_v = \frac{2 \cdot p_{vt}}{\rho_0 \cdot c_1^2}, \quad (2.5)$$

$$\text{mit: } \rho_0 = \frac{p_0}{R \cdot T_1},$$

$$c_1 = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1 \cdot A_1}.$$

Der Totaldruckverlust p_{vt} lässt sich aus dem Umgebungsdruck p_0 , dem statischen Druck p_1 und dem Wirkdruck q_1 berechnen:

$$p_{vt} = (p_0 - p_1) - q_1. \quad (2.6)$$

Die relevante Dichte der zuströmenden Luft ρ_0 ist nach Zumischung der vorgewärmten Luft zu berechnen. Da im Ansaugkanal vor der Filteranlage aber nach Zumischung der vorgewärmten Luft keine Temperaturmessung mehr erfolgt, wird die relevante Dichte mit der Temperatur T_1 nach der Filteranlage gebildet.

Es ergibt sich somit für den Verlustbeiwert:

$$\zeta_v = \frac{2 \cdot A_1^2}{R} \cdot \frac{p_{vt} \cdot p_1^2}{p_0 \cdot T_1 \cdot \dot{m}_1^2}. \quad (2.7)$$

Durch die Differenzierung und Normierung dieser Beziehung gem. Gl. (2.2) erhält man für die bezogene Änderung des Verlustbeiwertes:

$$\Delta \zeta_v = \frac{d\zeta_v}{\zeta_v} = \frac{dp_{vt}}{p_{vt}} + 2 \cdot \frac{dp_1}{p_1} - \frac{dp_0}{p_0} - \frac{dT_1}{T_1} - 2 \cdot \frac{d\dot{m}_1}{\dot{m}_1}. \quad (2.8)$$

Die Änderung des gemessenen Massenstroms kann auf die Größen der Mengenmessung zurückgeführt werden (Berghaus, 1996). Somit ergibt sich die Diagnosegröße für die Änderung des Verlustbeiwertes:

$$\Delta \zeta_v = \frac{dp_{vt}}{p_{vt}} - \frac{dp_0}{p_0} - 2 \cdot C \cdot \frac{dq}{q} + 2 \cdot C \cdot \frac{dp_1}{p_1}, \quad (2.9)$$

mit der Konstanten C , die aus der Geometrie der Mengenmessstelle zu berechnen ist:

$$C = \frac{q_1}{p_1 - q_1} \cdot \left[\frac{\frac{R}{2 \cdot c_p}}{\left(\frac{1}{1 - q_1 / p_1} \right)^{R/c_p} - 1} + \frac{R}{c_p} - 1 \right]. \quad (2.10)$$

Da sich bei Belastungsänderungen im Betrieb der Totaldruckverlust und der dynamische Anteil des Druckes im gleichen Verhältnis ändern, ist der Verlustbeiwert ζ_v eine belastungsunabhängige Größe. Aus diesem Grunde ist es bei der Zustandsdiagnose des Filtersystems nicht erforderlich, veränderte Betriebsbedingungen gem. Gl. (2.3) zu berücksichtigen.

Durch die Auswertung der oben definierten Diagnosegröße $\Delta\zeta_v$ ist es möglich, eine Veränderung im Zustand des Filtersystems in Form einer tatsächlichen Verschmutzung und insbesondere einer Vereisung des Filtersystems zu diagnostizieren und dem Betreiber der Anlage entsprechende Informationen zu geben.

2.3 Modellierung des Wärmeübertragers

In diesem Kapitel werden die erforderlichen Gleichungen für die Zustandsdiagnose von Wärmeübertragern in rekuperativen Gasturbinenanlagen hergeleitet. Es ist hierzu erforderlich, aussagekräftige Zustandsgrößen zu finden, die eine umfassende Diagnose dieser Komponente und damit eine gezielte Instandhaltungsplanung ermöglichen. Einleitend wird hierzu zunächst der Wirkungsgrad η als die gängige Zustandsgröße für die Diagnose nahezu aller technischen Systeme betrachtet. Wenn eine Veränderung des Wirkungsgrades festgestellt wird, kann grundsätzlich davon ausgegangen werden, dass im Zustand einer Komponente eine Veränderung gegenüber einem Referenzzustand eingetreten ist. Auf der Basis dieser Auswertung ist eine gezielte Instandhaltungsplanung allerdings noch nicht möglich, da der genaue Fehler damit nicht bestimmt werden kann. In Wärmeübertragern sind allgemein zwei Fehlerarten voneinander zu unterscheiden: Leckagen und Verschmutzungen der wärmeübertragenden Flächen. Leckagen können zum einen nach außen auftreten, wobei dieser Fall hier nicht näher betrachtet wird, da dieser Fehler durch eine optische Inspektion des Wärmeübertragers problemlos diagnostiziert werden kann. Leckagen können zum anderen aber auch intern von dem wärmeaufnehmenden zu dem wärmeabgebenden Medium und umgekehrt auftreten. In dieser Arbeit werden im folgenden nur interne Leckagen berücksichtigt. Ergänzend zu der Untersuchung der Veränderung des Wirkungsgrades werden

daher zwei weitere Zustandsgrößen eingeführt, die eine Unterscheidung hinsichtlich dieser möglichen Fehler und damit eine gezielte Instandhaltungsplanung ermöglichen. Für den einen möglichen Fehler einer internen Leckage von der Luft- zur Rauchgasseite wird ein Leckagemassenstrom \dot{m}_L auf Basis der Energiebilanz berechnet. Eine Verschmutzung der wärmeübertragenden Fläche eines Rekuperators äußert sich in einer Abnahme des Wärmedurchgangskoeffizienten k , welcher in dimensionsloser Form durch die Anzahl der Übertragungseinheiten NTU (engl.: number of transfer units) ausgedrückt werden kann. In einem weiteren Abschnitt wird auf eine Besonderheit eingegangen, die bei der Beurteilung einer Verschmutzung zu berücksichtigen ist, wenn zuvor bereits eine Leckage diagnostiziert wurde. Im Falle einer gleichzeitig auftretenden Leckage sind dann die gemessenen Temperaturen auf der Rauchgasseite aufgrund der räumlichen Lage der Temperatursensoren zu korrigieren.

Als Grundlage für die Modellierung ist in der Abb. 2.2 die Prinzipskizze eines allgemeinen Gegenstrom-Wärmeübertragers dargestellt.

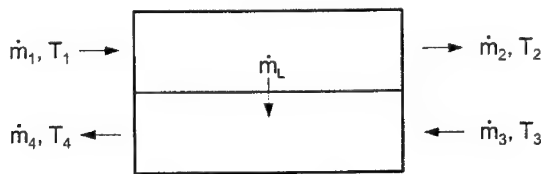


Abb. 2.2 : Gegenstrom-Wärmeübertrager.

In einem Gasturbinenprozess mit rekuperativer Wärmerückgewinnung ist das wärmeaufnehmende Medium die angesaugte und verdichtete Luft (1→2) und das wärmeabgebende Medium das Abgas (3→4), welches sich aus der angesaugten Luft und dem zugeführten Brennstoff zusammensetzt. Beide Massenströme sind um eventuelle Entnahmen oder Zuführungen nach der Mengenmessung zu korrigieren, um in dem Wärmeübertrager mit den korrekten Werten zu rechnen. Als Messwerte für die Beurteilung dieser Komponente liegen in der Regel die Temperaturen der beiden Stoffströme am jeweiligen Ein- und Austritt vor. Zusätzlich werden Informationen bezüglich der Massenströme benötigt, von denen aber gewöhnlich nur einer direkt gemessen wird. Bei der Modellierung eines Leckagemassenstroms zur Beurteilung einer vorliegenden Leckage ist folgendes zu berücksichtigen: Aufgrund des höheren Druckniveaus auf der Luftseite ist lediglich ein Überströmen von Luft auf die Rauchgasseite, also von dem wärmeauf- zu dem

wärmeabgebenden Medium, möglich. Ein Leckagemassenstrom von der Rauchgas- zur Luftseite kann somit während des Betriebes nicht erfolgen.

2.3.1 Wirkungsgrad

Die Berechnung eines Wirkungsgrades η ist - wie bei der Diagnose der anderen Gasturbinenkomponenten auch - für Wärmeübertrager ein gängiges Vorgehen bei der Zustandsbeurteilung. Jede Veränderung in dem Zustand des Wärmeübertragers wird sich auch in dem Diagnoseergebnis der korrespondierenden Diagnosegröße $\Delta\eta$ niederschlagen, unabhängig davon, ob es sich um eine Verschmutzung oder eine Leckage handelt. Wenn grundsätzlich eine Veränderung in dem Wirkungsgrad festgestellt wurde, so können sich weitere Untersuchungen hinsichtlich der Ursache dieser Wirkungsgradveränderung anschließen.

Der Wirkungsgrad ist definiert als das Verhältnis der pro Zeiteinheit übertragenen Wärmemenge zur maximal übertragbaren Wärmemenge:

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\dot{W}_1 \cdot (T_2 - T_1)}{\dot{W}_{\min} \cdot (T_3 - T_1)} \quad (2.11)$$

Der minimale Wärmekapazitätsstrom \dot{W}_{\min} innerhalb von Wärmeübertragern in Gasturbinenprozessen ist derjenige auf der Luftseite, da die Werte des Luftmassenstroms und seiner spezifischen mittleren Wärmekapazität kleiner sind als die entsprechenden Werte auf der Rauchgasseite. Aus diesem Grunde lässt sich im leakagefreien Fall das Verhältnis des Wärmekapazitätsstroms auf der Luftseite \dot{W}_1 zu dem minimalen Wärmekapazitätsstrom \dot{W}_{\min} in der Gl. (2.11) herauskürzen, und die Wirkungsgradbestimmung reduziert sich auf die Berechnung des Verhältnisses der wahren Temperaturerhöhung auf der Luftseite zur maximal möglichen Temperaturerhöhung, die durch die Differenz der Eintrittstemperaturen der beiden Stoffströme gegeben ist.

Durch die Berechnung des totalen Differenzials gem. Gl. (2.2) lässt sich die gemessene Veränderung des Wirkungsgrades auf die Änderungen der gemessenen Temperaturen zurückführen:

$$\Delta\eta_M = f(\Delta T_1, \Delta T_2, \Delta T_3) \quad (2.12)$$

Der Wirkungsgrad von wärmeübertragenden Apparaten ist geringfügig lastabhängig und steigt linear im Teillastbereich. Diese Tatsache ist bei der Bestimmung des Wärmeübertragerwirkungsgrades gem. Gl. (2.3) zu berücksichtigen (Höben-Störmer und Fiedler, 2000a).

Durch die Beurteilung des Wirkungsgrades η und der Diagnosegröße $\Delta\eta$ erhält der Betreiber lediglich Informationen darüber, ob sich der Wirkungsgrad des Wärmeübertragers aufgrund der gemessenen Temperaturänderungen im Betrieb verändert hat. Welche Ursache für diese Wirkungsgradveränderung verantwortlich ist, eine interne Leckage oder eine Verschmutzung, ist durch eine einfache Beurteilung des Wirkungsgrades nicht möglich. In der Auswertung der Messergebnisse im Kapitel 4.3 wird sich sogar herausstellen, dass sich der gem. Gl. (2.11) definierte Wärmeübertragerwirkungsgrad scheinbar verbessern kann, obwohl ein nachweisbarer Fehler an dieser Komponente vorliegt.

Für eine vollständige Zustandsbeurteilung ist es daher notwendig, weitere Zustandsgrößen zu betrachten, die eine Unterscheidung hinsichtlich der zwei möglichen Fehler, interne Leckage und Verschmutzung, ermöglichen. Nur wenn die Ursache für eine Wirkungsgradveränderung bekannt ist, kann sich eine gezielte Planung einer bedarfsorientierten Instandhaltung anschließen.

2.3.2 Leckage

Leckagen in durchströmten Systemen lassen sich allgemein durch die Messung von Druckverlusten bestimmen. Bei Wärmeübertragern in Gasturbinenprozessen ist es hingegen üblich, ausschließlich die Temperaturen an den Enden des Apparates zu messen. Aus diesem Grunde soll eine Zustandsbeurteilung nur mit Hilfe dieser Messgrößen durchgeführt werden. Im leckagefreien Fall sind die in den Wärmeübertrager eintretenden Massenströme gleich den austretenden, so dass gilt:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad \text{und} \quad (2.13)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4. \quad (2.14)$$

Die Energiebilanz stellt sich im adiabaten Fall unter Vernachlässigung der kinetischen und der potenziellen Energie wie folgt dar:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_4 \cdot h_4. \quad (2.15)$$

Unter Berücksichtigung der Massenstromverhältnisse im leakagefreien Fall ergibt sich für die Energiebilanz die Gleichheit der ein- und austretenden Wärmeströme:

$$\dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_1) = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_4). \quad (2.16)$$

Im Fall der Leckage, d. h. dass ein Leckagemassenstrom \dot{m}_L von der Luftseite zur Rauchgasseite übertritt, ergeben sich die in Gl. (2.17) und Gl. (2.18) dargestellten Massenströme:

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_L = \dot{m}_2 \quad \text{und} \quad (2.17)$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_L = \dot{m}_4. \quad (2.18)$$

Es sei daran erinnert, dass der Übertritt eines Leckagemassenstroms von der Rauchgas- zur Luftseite aufgrund des höheren Druckniveaus auf der Luftseite nicht möglich ist.

Die Energiebilanz lautet hier unter Berücksichtigung der geänderten Massenströme:

$$\dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_1) - \dot{m}_L \cdot (h_2 - h_4) = \dot{m}_3 \cdot (h_3 - h_4). \quad (2.19)$$

Dividiert man diese Gleichung durch \dot{m}_1 und löst nach \dot{m}_L/\dot{m}_1 auf, so erhält man als Diagnosegröße die auf den Luftmassenstrom bezogene Änderung des Leckagemassenstroms im Leakagefall:

$$\Delta \dot{m} = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_1} = \frac{(h_2 - h_1) - \left(\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} \right)_0 \cdot (h_3 - h_4)}{h_2 - h_4}. \quad (2.20)$$

Das Verhältnis von Rauchgas- zu Luftmassenstrom in der Klammer (Index 0) wird dabei aus den Messwerten im Referenzzustand bestimmt, wobei vorausgesetzt wird, dass im Referenzzustand keine Leckage vorliegt.

Der Leckagemassenstrom \dot{m}_L wird direkt über die Auswertung der Energiebilanz bestimmt, welche lastunabhängig erfüllt sein muss. Aus diesem Grunde ist für die Bestimmung der Diagnosegröße $\Delta \dot{m}$ keine Kennfeldinformation notwendig. Sie kann somit direkt analytisch berechnet werden.

Der Wert der Diagnosegröße $\Delta \dot{m}$ muss im fehlerfreien Fall gleich Null sein und kann keine negativen Werte annehmen, da dieses einen Leckagemassenstrom von der Rauchgas- zur

Luftseite voraussetzen würde, der sich, wie bereits ausgeführt, aufgrund des höheren Druckniveaus auf der Luftseite nicht einstellen kann.

Eine Leckage wird sich darüber hinaus auch in dem Diagnoseergebnis der nachfolgenden Komponenten niederschlagen, da für diese keine Massenstromkorrektur durchgeführt wird.

2.3.3 Verschmutzung

Der in dem Wärmeübertrager übertragene Wärmestrom \dot{Q} bewirkt eine Erwärmung des kälteren Fluids, hier der verdichteten Ansaugluft. Verschmutzungen der wärmeübertragenden Flächen von Wärmeübertragern äussern sich in einer Abnahme der Wirksamkeit des Wärmeaustausches. Diese Wirksamkeit von Wärmeübertragern wird durch die Übertragungsfähigkeit $k \cdot A$ beschrieben. Die zugehörige Diagnosegröße ist die bezogene Abweichung des Wärmedurchgangskoeffizienten Δk bzw. in dimensionsloser Form die Abweichung der Anzahl der Übertragungseinheiten ΔNTU , die eine dimensionslose oder bezogene Übertragungsfähigkeit darstellt. Exemplarisch wird nun die Herleitung dieser Diagnosegröße für die Beurteilung von Wärmeübertragern vorgestellt. Die grundlegenden Beziehung wurden dabei aus dem VDI-Wärmeatlas übernommen (Roetzel und Spang, 1997).

Der Wärmestrom \dot{Q} , der innerhalb des Wärmeübertragers von dem heißen Rauchgas auf die kalte Luft übergeht, kann auf Basis der gemessenen Größen, das heißt aus dem Massenstrom eines Fluids und dessen Enthalpiedifferenz berechnet werden. Eventuelle Wärmeabstrahlungen an die Umgebung werden dabei vernachlässigt, was aufgrund der üblichen Isolierung dieser Komponente zulässig ist. Für die Luftseite berechnet sich dieser gemessene Wärmestrom zu:

$$\dot{Q}_M = \dot{m}_l \cdot c_{p,l} \cdot (T_2 - T_1). \quad (2.21)$$

Der Wärmestrom lässt sich auch aus dem Betriebsverhalten des Wärmeübertragers über das Produkt der wärmeübertragenden Fläche A , dem Wärmeübertragungskoeffizienten k und der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz $\Delta \vartheta_m$ der an den beiden Enden des Wärmeübertragers auftretenden Temperaturdifferenzen zwischen den Fluiden berechnen. Man erhält somit den übertragenen Wärmestrom auf der Basis der Übertragungsfähigkeit des Wärmeübertragers:

$$\dot{Q}_K = k \cdot A \cdot \Delta\vartheta_m \quad (2.22)$$

$$\text{mit: } \Delta\vartheta_m = \frac{(T_4 - T_1) - (T_3 - T_2)}{\ln \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}}.$$

Die Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_m$ und in der Folge die Berechnung des Wärmestroms \dot{Q} ist nur dann sinnvoll, wenn keine Leckage vorliegt. Im Falle einer gleichzeitig vorliegenden Leckage verändern sich die Temperaturen auf der Rauchgasseite in Abhängigkeit von der räumlichen Lage der Leckage. Die Bestimmung der in diesem Falle für den Wärmeübergang maßgeblichen Temperaturen wird im Kapitel 2.3.4 vorgestellt.

Die dimensionslose Übertragungsfähigkeit NTU als Zustandsgröße kann auf Basis der Gl. (2.21) und Gl. (2.22) bestimmt werden. Auf der Luftseite ergibt sich diese Zustandsgröße aufgrund der durchgeführten Messungen zu:

$$NTU_M = \frac{T_2 - T_1}{\Delta\vartheta_m}. \quad (2.23)$$

Durch die Berechnung des totalen Differenzials lässt sich der Anteil der Diagnosegröße ΔNTU aufgrund der durchgeführten Messungen ΔNTU_M auf die bezogenen Änderungen der Fluidtemperaturen an den Enden dieser Komponente zurückführen:

$$\Delta NTU_M = f(\Delta T_1, \Delta T_2, \Delta T_3, \Delta T_4). \quad (2.24)$$

Aus dem Kennfeld lässt sich die Zustandsgröße NTU folgendermaßen vorausberechnen:

$$NTU_K = \frac{k \cdot A}{c_{p1} \cdot \dot{m}_1}. \quad (2.25)$$

Die zugehörige Abweichung des NTU-Wertes aufgrund geänderter Betriebsbedingungen berechnet sich über das totale Differenzial zu:

$$\Delta NTU_K = \Delta k - \Delta \dot{m}_1. \quad (2.26)$$

Die Änderung des gemessenen Massenstroms $\Delta \dot{m}_1$ gegenüber einem Referenzzustand kann analog zu dem Vorgehen bei der Filterdiagnose auf die Größen der Mengenummessung

zurückgeführt werden. Die Berechnung der Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten Δk aufgrund veränderlicher Betriebsbedingungen ist etwas aufwendiger und wird im folgenden vorgestellt.

Die Definition für den Wärmedurchgangskoeffizienten k lautet allgemein:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_a} \quad (2.27)$$

α_i und α_a stellen hierbei die Wärmeübergangskoeffizienten auf der Rohr- und auf der Mantelseite des Rekuperators dar. Die Dicke des Rohrmaterials δ und dessen Wärmeleitungskoeffizient λ_m sind in der Gl. (2.27) keine Variablen. Aus diesem Grunde lässt sich eine Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten k auf eine Untersuchung der Veränderungen der Wärmeübergangskoeffizienten α_i und α_a zurückführen.

Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Rohrseite - der Rauchgasseite - kann über den dimensionslosen Wärmeübergangskoeffizienten Nu - der Nußelt-Zahl - berechnet werden:

$$\alpha_i = Nu \cdot \frac{\lambda_i}{x} \quad (2.28)$$

λ_i stellt hierbei die Wärmeleitfähigkeit innerhalb der thermischen Grenzschicht auf der Rohrinnenwand dar. Bei x handelt es sich um eine charakteristische Länge, die in diesem Falle der Rohrinneindurchmesser d_i ist.

Die Nußelt-Zahl berechnet sich für turbulente Strömungen von Gasen und Dämpfen in geraden, glatten Rohren der Länge l und dem Innendurchmesser nach Hausen (Brockmann, 1987) allgemein zu:

$$Nu = K_i \cdot Re^{n_i} \cdot Pr^{K_z} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{l} \right)^{2/3} \right] \quad (2.29)$$

Die Prandtl-Zahl ist ein temperaturabhängiger Stoffwert für das in den Rohren strömende Fluid. Sie berechnet sich aus der dynamischen Viskosität η , der spezifischen Wärmekapazität des strömenden Fluids c_p und der Wärmeleitfähigkeit innerhalb der thermischen Grenzschicht λ zu:

$$\text{Pr} = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad (2.30)$$

In dem relevanten Temperaturbereich von 100°C bis 600°C kann sie als eine weitere Konstante in der Gl. (2.29) betrachtet werden. Der Ausdruck in der Klammer ist ebenfalls eine konstante Größe, die lediglich von der Geometrie abhängt. Die Nußelt-Zahl verhält sich somit proportional zu der n-ten Potenz der Reynolds-Zahl, die wiederum proportional zu dem Massenstrom \dot{m}_i und umgekehrt proportional zu der dynamischen Viskosität η_i des in dem Rohr strömenden Fluids ist. Dieses bedeutet, dass sich der Wärmeübergangskoeffizient α_i gemäß der folgenden Gleichung verhält:

$$\alpha_i = K_3 \cdot \left(\frac{\dot{m}_i}{\eta_i} \right)^{n_i} \cdot \lambda_i \quad (2.31)$$

Die zuvor angesprochenen Konstanten sind hier zu der allgemeinen Konstanten K_3 zusammengefasst. Bezieht man diese Gleichung auf einen vorgegebenen Referenzzustand (Index 0), so lässt sich die Konstante K_3 herauskürzen und der Wärmeübergangskoeffizient α_i auf der Rohrseite kann wie folgt berechnet werden:

$$\alpha_i = \alpha_{i,0} \cdot \left[\frac{\lambda_i}{\lambda_{i,0}} \cdot \left(\frac{\eta_{i,0}}{\eta_i} \cdot \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{i,0}} \right)^{n_i} \right] \quad (2.32)$$

mit: $\lambda = f(T)$,

$\eta = g(T)$.

Dieses ist ebenso auf der Mantelseite des Wärmeübertragers - der Luftseite - gültig, womit der Wärmeübergangskoeffizient auf der Rohraußenseite α_a analog zu berechnen ist. Der Wärmedurchgangskoeffizient k kann somit durch das Einfügen der beiden Wärmeübergangskoeffizienten α_i und α_a in die Gl. (2.27) bestimmt werden:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{i,0}} \cdot \left[\frac{\lambda_i}{\lambda_{i,0}} \cdot \left(\frac{\eta_{i,0}}{\eta_i} \cdot \frac{\dot{m}_i}{\dot{m}_{i,0}} \right)^{n_i} \right] + \frac{\delta}{\lambda_m} + \frac{1}{\alpha_{a,0}} \cdot \left[\frac{\lambda_a}{\lambda_{a,0}} \cdot \left(\frac{\eta_{a,0}}{\eta_a} \cdot \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{a,0}} \right)^{n_a} \right] \quad (2.33)$$

Dieses zeigt, dass der Wärmedurchgangskoeffizient lediglich von den mittleren Temperaturen, die die Stoffgrößen bestimmen, und den Massenströmen auf der Rohr- und auf der Mantelseite abhängig ist.

Berechnet man das totale Differenzial für die Gl. (2.33) und vernachlässigt die Wärmeleitung im Rohrmaterial, die eine konstante Größe ist und lediglich zu 0,03% zu dem Wärmedurchgangskoeffizienten beiträgt (Fritzsche, 2000), so kann die Abweichung des Wärmedurchgangskoeffizienten Δk_K aus dem Kennfeld berechnet werden:

$$\begin{aligned} \Delta k_K = & \left[\frac{T_a}{\lambda_a} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\alpha_a}{\alpha_i}} \cdot \frac{d\lambda_a}{dT_a} - \frac{T_a}{\eta_a} \cdot \frac{n_a}{1 + \frac{\alpha_a}{\alpha_i}} \cdot \frac{d\eta_a}{dT_a} \right]_0 \cdot \Delta T_a \\ & + \left[\frac{T_i}{\lambda_i} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\alpha_i}{\alpha_a}} \cdot \frac{d\lambda_i}{dT_i} - \frac{T_i}{\eta_i} \cdot \frac{n_i}{1 + \frac{\alpha_i}{\alpha_a}} \cdot \frac{d\eta_i}{dT_i} \right]_0 \cdot \Delta T_i \\ & + \left[\frac{n_i}{1 + \frac{\alpha_i}{\alpha_a}} \right]_0 \cdot \Delta \dot{m}_i \\ & + \left[\frac{n_a}{1 + \frac{\alpha_a}{\alpha_i}} \right]_0 \cdot \Delta \dot{m}_a \end{aligned} \quad (2.34)$$

Die Ausdrücke $d\lambda_j/dT_j$ und $d\eta_j/dT_j$ repräsentieren die temperaturabhängigen Veränderungen der Wärmeleitfähigkeit λ_j in den thermischen Grenzschichten auf der Rohr- und auf der Mantelseite und die dynamischen Viskositäten η_j für beide Fluide. Diese Werte sind in dem relevanten Temperaturbereich von 100°C bis 600°C konstant. Die Temperaturen zur Bestimmung der Stoffwerte T_i und T_a sind mittlere Stoffstromtemperaturen und werden zwischen den jeweiligen Ein- und Austrittstemperaturen der beiden Fluide gemittelt. Die Konstanten n_i und n_a , die von den Exponenten der Reynoldszahl herrühren, wurden in einer Untersuchung von Xuan (1991) zu $n_i = 0,85$ und $n_a = 0,6$ ermittelt. Die Änderungen des Rauchgasmassenstroms $\Delta \dot{m}_3$ entsprechen im leakagefreien Fall der Änderung des Luftmassenstroms $\Delta \dot{m}_i$ zuzüglich der Änderung des Brennstoffmassenstroms $\Delta \dot{m}_F$. Dieses gilt, sofern keine variablen Luftmengen zwischen dem Austritt der Luft im Zustand 2 und dem Eintritt des Rauchgases im Zustand 3 entnommen werden.

Zusammen mit der Änderung des Luftmassenstroms $\Delta \dot{m}_l$ aus dem bestehenden Diagnosesystem und der Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten Δk gem. Gl. (2.34) kann die Abweichung der dimensionslosen Übertragungsfähigkeit aus dem Kennfeld ΔNTU_K (siehe Gl. (2.26)) berechnet werden. Anschließend wird dieses Ergebnis von der entsprechenden Abweichung derselben Diagnosegröße aufgrund der durchgeführten Messungen ΔNTU_M gem. Gl. (2.3) subtrahiert. Als Ergebnis verbleibt die Änderung der Diagnosegröße ΔNTU aufgrund der Veränderung des Wärmedurchgangs durch die wärmeübertragende Fläche des Wärmeübertragers. Im Falle einer Verschmutzung wird die dimensionslose Übertragungsfähigkeit NTU abnehmen und die entsprechende Diagnosegröße ΔNTU somit ein negatives Vorzeichen aufweisen.

2.3.4 Temperatur- und Massenstromkorrektur

Die oben hergeleiteten Beziehungen zur Detektion einer Verschmutzung sind in dieser Form nur gültig, sofern keine Leckage gleichzeitig auftritt. Im Falle einer gleichzeitig auftretenden Leckage sind die Temperaturen auf der Rauchgasseite und auf beiden Seiten die Massenströme zu korrigieren. Hierzu ist es erforderlich, die räumliche Lage einer zuvor festgestellten Leckage anzugeben. Dieses ist notwendig, um die wahren Temperaturen, die für die Wärmeübertragung innerhalb des Wärmeübertragers maßgeblich sind, zu berechnen. Für die Lokalisierung einer Leckage innerhalb eines Wärmeübertragers sind zwei Bereiche von besonderer Bedeutung:

- das warme Ende, an dem die obere Grädigkeit $\Delta T_o = T_3 - T_2$ gemessen wird und
- das kalte Ende des Wärmeübertragers, an dem die untere Grädigkeit $\Delta T_u = T_4 - T_1$ gemessen wird.

In diesen beiden Bereichen liegen die Schweißverbindungen der Innenrohre zum Rohrboden, welche durch die Temperatur- und Druckschwankungen beim Anfahren der Komponente und durch Stillstandskorrosion besonders hohen Belastungen unterliegen. Eine Leckage weiter im Inneren des Wärmeübertragers erscheint eher unwahrscheinlich, da die Rohre nicht unter Überdruck stehen und nicht durch mechanische Verbindungen belastet sind. Im folgenden werden daher nur mögliche Leckagen an den beiden Enden des Wärmeübertragers betrachtet.

Durch Leckagen entsprechen die gemessenen Temperaturen auf der Rauchgasseite nicht mehr den wahren Temperaturen, die für die Berechnung des Wärmeübergangs maßgeblich sind. Bei einer Leckage ist generell davon auszugehen, dass lediglich die Temperaturen auf der

Luftseite (T_1, T_2) korrekt gemessen werden. Die Temperaturen an den Messstellen T_3 und T_4 sind aufgrund von Leckagen auf der warmen bzw. kalten Seite verfälscht.

Betrachtet wird zunächst eine mögliche Leckage am warmen Ende. Die Messstelle für die Temperatur T_3 befindet sich vor dem Eintritt in den Wärmeübertrager und somit vor dem Ort der Leckage am warmen Ende des Wärmeübertragers \dot{m}_{LW} (siehe Abb. 2.3). In diesem Falle wird die Temperatur T_3 höher als die Temperatur T_3' direkt am Eintritt gemessen, da der kältere Leckagemassenstrom von der Luftseite kommend erst nach der Temperaturmessstelle zugeführt wird. Gleiches gilt für die obere Grädigkeit ΔT_o , die ebenfalls überhöht erscheint und zu niedrigeren Werten hin zu korrigieren ist.

Bei der Betrachtung einer möglichen Leckage am kalten Ende gilt folgende Überlegung: Die Messstelle für die Temperatur T_4 befindet sich hinter dem Ort der Leckage am kalten Ende des Wärmeübertragers. Da dem Rauchgasmassenstrom nach dem Durchtritt durch den Wärmeübertrager noch ein kälterer Luftmassenstrom \dot{m}_{Lk} hinzugefügt wird, wird die Temperatur an der Messstelle T_4 zu niedrig gemessen. Ebenso wird die untere Grädigkeit ΔT_u zu klein dargestellt und ist nach oben zu korrigieren. Die übertragene Wärmemenge Q wird bei Verwendung der gemessenen Temperaturen T_3 und T_4 auf der Rauchgasseite zu klein berechnet. Aus den dargestellten Gründen sind die gemessenen Temperaturen auf der Rauchgasseite zu korrigieren.

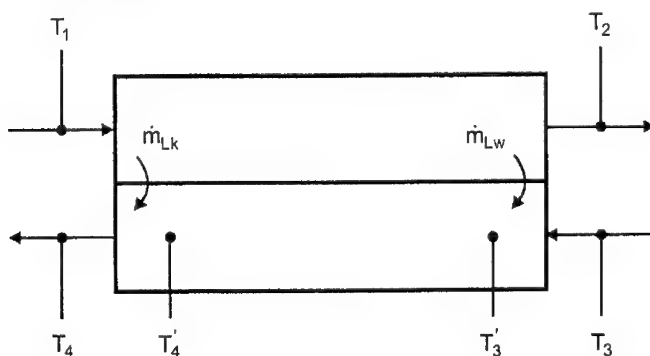


Abb. 2.3: Temperaturkorrektur.

Der erste Schritt ist nun die Überprüfung einer möglichen Leckage am warmen Ende des Wärmeübertragers direkt am Eintritt des Rauchgasmassenstroms. Eine Leckage an diesem Ende des Wärmeübertragers ist einer Berechnung einfacher zugänglich, da die Massenströme

durch den Wärmeübertrager und damit auch die entsprechenden NTU-Werte konstant bleiben (vgl. Gl. (2.26)). Bei dieser Leakageform werden die Temperaturen auf der Luftseite T_1 und T_2 sowie die Temperatur am Austritt des Rauchgases aus dem Rekuperator T_4 korrekt gemessen. Die korrigierte Eintrittstemperatur des Rauchgases T_3' lässt sich aber gemäß:

$$T_3' = \frac{T_1 \cdot \left[1 - \frac{NTU_3}{NTU_1}\right] + T_2 \cdot \left[\frac{NTU_3}{NTU_1} - e^x\right]}{1 - e^x} \quad (2.35)$$

mit: $x = NTU_1 - NTU_3$

aus der Wärmebilanz berechnen.

Nach der Berechnung der korrigierten Temperatur T_3' am Eintritt des Rauchgasmassenstroms in den Wärmeübertrager sind drei Fälle zu unterscheiden:

1. $T_3' > T_3$, in diesem Fall liegt ein Messfehler vor, da die berechnete Temperatur nicht höher sein darf als die gemessene,
2. $T_3' < T_3$, in diesem Fall liegt eine Leakage am warmen Ende und eventuell eine am kalten Ende vor,
3. $T_3' = T_3$, in diesem Fall liegt keine Leakage am warmen, sondern eine am kalten Ende vor.

Der Fall 1 wird nicht näher betrachtet, da es sich dort um reine Messfehler handelt. Im Fall 2 kann sich die komplette Leakage aus einer Kombination von Leckagen am kalten und warmen Ende zusammensetzen. Es ist somit zusätzlich zu der Rauchgastemperatur T_3 am Eintritt in den Rekuperator gem. Gl. (2.35) auch die Temperatur T_4 am Austritt des Rauchgases zu korrigieren. Im Fall 3 tritt eine Leakage nur am kalten Ende auf und lediglich die Temperatur T_4 ist in der nun folgenden Weise zu korrigieren.

In der Abb. 2.4 ist für eine Leakage am warmen Ende des Wärmeübertragers die Korrektur der anzusetzenden Massenströme grafisch dargestellt. Das Abgas von der Turbine kommend im Zustand 3 vermischt sich mit dem Leckagemassenstrom im Zustand 2. Maßgeblich für den Wärmeübergang innerhalb des Wärmeübertragers ist dann aber die Überlagerung dieser beiden Anteile im Zustand 3'.

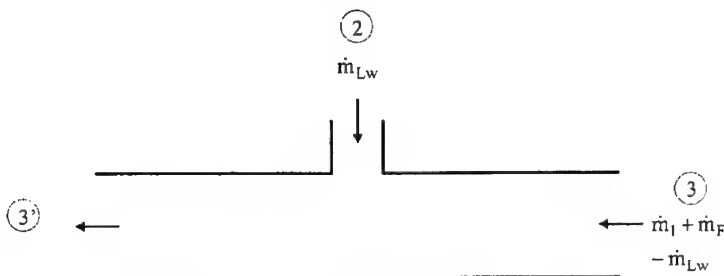


Abb. 2.4: Massenstromkorrektur am warmen Ende.

Die Größe der diagnostizierten Leckage am warmen Ende im Fall 2 kann über die Energiebilanz der Stoffstrommischung berechnet werden:

$$\dot{m}_{Lw} = (\dot{m}_1 + \dot{m}_F) \cdot \frac{c'_{p3} \cdot T'_3 - c_{p3} \cdot T_3}{c_{p2} \cdot T_2 - c_{p3} \cdot T_3}. \quad (2.36)$$

Die berechnete Leckagemenge am warmen Ende darf dabei die quantifizierte Leckagemenge $\dot{m}_L = \dot{m}_1 \cdot \Delta \dot{m}$ gem. Gl. (2.20) nicht übersteigen, andernfalls liegt ein Fehler vor.

Zusätzlich ist jetzt eine Leckage am kalten Ende zu überprüfen.

Hierbei ist zu berücksichtigen, dass bei einer Leckage am kalten Ende weniger Luft und weniger Rauchgas durch den Wärmeübertrager strömen und somit die entsprechenden NTU-Werte steigen und damit zu korrigieren sind. Zunächst ist hierzu die quantifizierte Leckagemenge gem. Gl. (2.20) um die Leckagemenge am warmen Ende gem. Gl. (2.36) zu reduzieren.

$$\dot{m}_{Lk} = \Delta \dot{m} \cdot \dot{m}_1 - \dot{m}_{Lw}. \quad (2.37)$$

Dieses ergibt die Leckagemenge am kalten Ende, um die wiederum die angesaugte Luftmenge und der Rauchgasmassenstrom zu reduzieren sind:

$$\dot{m}'_1 = \dot{m}_1 - \dot{m}_{Lk} \quad (2.38)$$

bzw.

$$\dot{m}'_3 = \dot{m}'_1 + \dot{m}_F. \quad (2.39)$$

Hierdurch sind die Änderungen der Massenströme von Luft und Rauchgas bekannt, und die Änderungen der NTU-Werte aus dem Kennfeld ΔNTU_K können allein aufgrund der Änderung der Massenströme gem. Gl. (2.26) berechnet werden.

Mit den so ermittelten Werten für die dimensionslosen Übertragungsfähigkeiten wird die Temperatur T_4' aus der Wärmebilanz des Wärmeübertragers berechnet:

$$T_4' = T_3' - \frac{NTU_3'}{NTU_1'} \cdot (T_2 - T_1). \quad (2.40)$$

Auch hier kann die Größe der diagnostizierten Leckage über die Bilanz der Stoffstrommischung berechnet werden:

$$\dot{m}_{Lk} = (\dot{m}_1 + \dot{m}_F) \cdot \frac{c_{p4} \cdot T_4 - c_{p4}' \cdot T_4'}{c_{p1} \cdot T_1 - c_{p4}' \cdot T_4'}. \quad (2.41)$$

Nachdem die Temperatur T_4' und die Leckagemenge am kalten Ende \dot{m}_{Lk} bestimmt wurden, sind alle Massenströme in dem Wärmeübertrager und die für den Wärmeübergang maßgeblichen Temperaturen auf der Rauchgasseite bekannt.

Die Zusammensetzung des Rauchgases und hierdurch dessen spezifische Wärmekapazität c_p verändern sich im Falle einer Leckage. Dieser Effekt kann aber vernachlässigt werden, da der Hauptbestandteil des Rauchgases überschüssige Luft ist und der zusätzliche kleine Anteil des Leckagemassenstroms einen untergeordneten Einfluss ausübt.

Nachdem die korrigierten Temperaturen auf der Rauchgasseite jetzt vorliegen, ist es möglich, die Diagnosegröße ΔNTU für die Diagnose der Verschmutzung des Rekuperators bei gleichzeitig auftretender Leckage auszuwerten. Darüber hinaus kann die Instandsetzung der zuvor allgemein diagnostizierten Leckage jetzt gezielt durchgeführt werden, da die räumliche Lage der Leckage nunmehr bekannt ist.

2.4 Berücksichtigung eines weiten Lastbereiches bei der Modellbildung

Gasturbinenanlagen werden häufig über weite Lastbereiche betrieben. Die Komponenten arbeiten dabei entlang ihrer Kennlinien in verschiedenen Bereichen des Kennfeldes. Die Zustandsdiagnose ist zur Vorhersage des Betriebspunktes auf Kennfeldinformationen angewiesen, die bei den klassischen Strömungsmaschinen Verdichter und Turbine in der Regel nichtlinear sind. Im Zuge der Modellbildung werden diese Kennfeldinformationen in

der Umgebung eines Referenzpunktes durch die Kennliniensteigungen ausgedrückt. Diese Linearisierung stellt die Zustandsdiagnose aber vor große Herausforderungen: Weicht der zu untersuchende Betriebspunkt weit von diesem Referenzpunkt ab, so ergeben sich aufgrund der durchgeführten Linearisierung Abweichungen, die um so größer werden, je weiter der Betriebspunkt von dem Referenzpunkt im Kennfeld entfernt liegt. Diese Abweichungen stellen keinen Fehler im Zustand der betrachteten Komponente dar, sondern sind allein in der Linearisierung zu suchen.

Es besteht nun die Möglichkeit, den gesamten Lastbereich in kleinere Lastbereiche aufzuteilen. Hierdurch kann der Linearisierungsfehler minimiert werden. Es ist dazu erforderlich, für jeden dieser Lastbereiche eine Diagnosematrix \underline{C} aufzustellen und zu validieren, sowie jeweils einen spezifischen Referenzpunkt aufzuzeichnen und festzulegen. Sowohl bei der Aufzeichnung der Daten für die Validierung der Diagnosematrix, als auch bei der Aufzeichnung der Referenzzustände sollte sich die Anlage in einem möglichst fehlerfreien und stationären Zustand befinden. Darüber hinaus müssen bei der Ermittlung der Kennfelder die Umgebungsbedingungen in einem möglichst weiten Bereich streuen, um die Maschine von der Hauptfahrlinie etwas zu verlagern, um überhaupt die Kennliniensteigungen ermitteln zu können. Dieses Vorgehen wurde von Berghaus (1996) bei der Zustandsdiagnose einer stationären Gasturbine zur Stromerzeugung angewendet. Der Aufwand dieses Verfahrens ist allerdings relativ groß, da für die Validierung der Diagnosematrizen umfangreiche Referenzmessungen in allen Lastbereichen durchzuführen sind. Die Anlage wird aber nicht in allen Lastbereichen ausreichend lange betrieben, so dass diese Referenzmessungen häufig nicht in ausreichender und somit auswertbarer Anzahl für alle Lastbereiche zur Verfügung stehen. Aus diesem Grunde ist bei dem klassischen Diagnoseverfahren mit mehreren Diagnosematrizen in selten gefahrenen Lastbereichen eine Zustandsdiagnose bisher nur eingeschränkt möglich gewesen.

In einer Untersuchung zum Einfluss der Serienstreuung einer Triebwerksflotte auf das Diagnoseergebnis wurde ein Ansatz beschrieben, bei dem eine Diagnosematrix für die Diagnose einer gesamten Triebwerksflotte aufgestellt und lediglich ein triebwerkspezifischer Referenzpunkt verwendet wurde (zur Nieden, 2000). Die Diagnose wurde dann in der Umgebung dieses einen festgelegten Referenzpunktes durchgeführt, das heißt die Triebwerke wurden auf dem Prüfstand jeweils im gleichen Lastbereich betrieben. Die Diagnosematrix konnte trotz vorhandener Schwankungen in den Kennliniensteigungen für alle Triebwerke der Flotte konstant gehalten werden.

Bei einer Diagnose über große Lastbereiche hinweg variieren die Kennliniensteigungen ebenfalls, und daher soll in Anlehnung an diese Arbeit der Einfluss eines weiten Lastbereiches über eine Diagnosegleichung der Form:

$$\Delta \underline{z} = \underline{C} \cdot \text{Diag}(\underline{Y}_0^{-1}) \cdot (\underline{Y} - \underline{Y}_0) \quad (2.42)$$

berücksichtigt werden. Die Diagnosematrix \underline{C} soll auch hier konstant gehalten werden und lediglich der Referenzzustand, der durch den Referenzzustandsvektor \underline{Y}_0 beschrieben wird, wird dem jeweiligen Belastungszustand angepasst. Der Vorteil dieses Verfahrens besteht darin, dass die aufwendige Validierung der Diagnosematrix \underline{C} für die verschiedenen Lastbereiche unterbleiben kann. Es wird dann nur noch eine Diagnosematrix \underline{C} auf der Basis eines häufig gefahrenen Lastbereiches aufgestellt und lediglich jeweils ein Referenzzustand für die verschiedenen Belastungszustände aufgezeichnet und festgelegt.

Am Beispiel des Verdichters der Gasturbine werden nun die bestimmenden Einflussgrößen theoretisch betrachtet, die dann im Kapitel 4.2.1 durch Messergebnisse an einer bestehenden Anlage quantifiziert werden. Der Verdichter wurde für diese Betrachtung ausgewählt, da diese Komponente in der Regel in Bereichen betrieben wird, in denen die größten Krümmungen der Kennlinien liegen und damit eine Belastungsänderung zu deutlichen Änderungen in den Kennliniensteigungen führt (zur Nieden, 2000). Darüber hinaus ist die Instrumentierung dieser Komponente umfangreicher ausgeführt als im Heißeil der Gasturbine, wo häufig Temperaturen über Leistungsgleichgewichte rechnerisch zu bestimmen sind. Als Zustandsgrößen werden für Verdichter der Durchsatz \dot{m} und der Wirkungsgrad η herangezogen.

Die ausführliche Herleitung der aus den Zustandsgrößen abgeleiteten Diagnosegrößen $\Delta \eta$ und $\Delta \dot{m}$ für die Beurteilung von Verdichtern ist bereits in zahlreichen Arbeiten dokumentiert worden (Fiedler, 1983; Berghaus, 1996; Höben-Störmer, 1999). Aus diesem Grunde wird die Herleitung der Diagnosegrößen hier nur verkürzt dargestellt.

Die Diagnosegröße $\Delta \eta$ für einen Verdichter, der von dem Zustand E auf den Zustand A verdichtet, berechnet sich zum einen auf Basis des gemessenen Wirkungsgrades aus dem Verhältnis der isentropen Enthalpiedifferenz zur wirklichen Enthalpiedifferenz:

$$\eta = \frac{\Delta h_s}{\Delta h} = \frac{c_p \cdot T_E \cdot \left[\left(\frac{p_A}{p_E} \right)^{R/c_p} - 1 \right]}{h_A - h_E}, \quad (2.43)$$

$$\text{mit: } dh = c_p \cdot dT,$$

zum anderen aus der zu erwartenden Veränderung des Wirkungsgrades aus dem Verdichterkennfeld aufgrund veränderter Betriebsbedingungen:

$$\eta_K = f(\Psi, M_u). \quad (2.44)$$

Durch die Berechnung der zu erwartenden Veränderung des Wirkungsgrades wird die Druckabhängigkeit über die Druckzahl Ψ und die Kompressibilität über die Umfangsmachzahl M_u berücksichtigt.

Durch partielle Differenziation nach den Messgrößen, Normierung und Anwendung der Gl. (2.3) auf die obigen Gleichungen erhält man als Ergebnis die Diagnosegröße $\Delta\eta$ für den Verdichter:

$$\Delta\eta = K_4 \cdot (\rho_\eta - 1) \cdot (\Delta p_E - \Delta p_A) + K_5 \cdot (\Delta T_E - \Delta T_A) + (2 \cdot \rho_\eta - \varepsilon_\eta) \cdot \Delta M_u, \quad (2.45)$$

$$\text{mit: } K_4 = \frac{\frac{R}{c_p}}{1 - \left(\frac{p_E}{p_A} \right)^{R/c_p}}, \quad (2.46)$$

$$K_5 = \frac{c_p \cdot T_A}{c_p \cdot (T_A - T_E)}, \quad (2.47)$$

$$\rho_\eta = \frac{\Psi}{\eta} \cdot \frac{\partial \eta}{\partial \Psi} \quad \text{und} \quad (2.48)$$

$$\varepsilon_\eta = \frac{M_u}{\eta} \cdot \frac{\partial \eta}{\partial M_u}. \quad (2.49)$$

Die Konstanten K_4 und K_5 beschreiben jeweils die thermodynamischen Zusammenhänge im Referenzzustand, und die Konstanten ρ_η und ε_η stellen die normierten Kennliniensteigungen der Komponentenkennfelder dar.

Die gemessene Änderung der zweiten Diagnosegröße $\Delta \dot{m}$ errechnet sich aus dem gemessenen Massenstrom. Für kompressible Medien gilt:

$$\dot{m} = A_E \cdot \frac{p_E}{R \cdot T_E} \cdot \left(\frac{p_E}{p_E + q_E} \right)^{1 - \frac{R}{c_p}} \sqrt{2 \cdot c_p \cdot T_E \cdot \left(1 - \left(\frac{p_E}{p_E + q_E} \right)^{\frac{R}{c_p}} \right)}. \quad (2.50)$$

Die zu erwartende Änderung des Massenstroms aufgrund geänderter Betriebsbedingungen lässt sich über die Abhängigkeit der zum Massenstrom proportionalen Größe Durchflusszahl ϕ von der Druckzahl ψ ausdrücken. Dabei ist auch hier die Umfangsmachzahl M_u als Parameter für den Einfluss der Kompressibilität der Prozessluft zu berücksichtigen.

$$\dot{m} \sim \phi = f(\Psi, M_u).$$

Analog zum Vorgehen bei der Bestimmung der Diagnosegröße $\Delta \eta$ erhält man für die Diagnosegröße $\Delta \dot{m}$ bzw. $\Delta \phi$:

$$\Delta \dot{m} = \Delta \phi = (K_4 \cdot \rho_\phi) \cdot (\Delta p_E - \Delta p_A) + C \cdot (\Delta q_E - \Delta p_E) + (2 \cdot \rho_\phi - \varepsilon_\phi - 1) \cdot \Delta M_u, \quad (2.51)$$

$$\text{mit: } \rho_\phi = \frac{\psi}{\phi} \cdot \frac{\partial \phi}{\partial \psi} \quad \text{und} \quad (2.52)$$

$$\varepsilon_\phi = \frac{M_u}{\phi} \cdot \frac{\partial \phi}{\partial M_u}. \quad (2.53)$$

Die Konstante K_4 berechnet sich gemäß der Gl. (2.46). Die Konstante C beschreibt auch hier die Geometrie an der Mengennessstelle und berechnet sich gem. Gl. (2.10).

In den Gl. (2.45) und Gl. (2.51) ist die Temperaturabhängigkeit ΔT und die Drehzahlabhängigkeit Δn gemäß

$$\Delta M_u = \Delta n - \frac{1}{2} \Delta T \quad (2.54)$$

in eine Abhängigkeit von der Umfangsmachzahl umgerechnet worden. Dieses erlaubt die direkte Beurteilung des Einflusses der Belastungsänderung in der Umgebung eines Referenzpunktes.

Betrachtet man zunächst den Wirkungsgrad bzw. die daraus resultierende Diagnosegröße $\Delta\eta$, so erkennt man zum einen die Abhängigkeit des Diagnoseergebnisses von den relativen Änderungen der Drücke und Temperaturen vor und nach der Komponente, zum anderen die Abhängigkeit von dem Lastpunkt, der hier durch die Umfangsmachzahl am Eintritt des Verdichters vorgegeben ist. Die Änderung der Umfangsmachzahl ΔM_u hat einen relativ geringen Einfluss auf das Diagnoseergebnis, da die Diagnose jeweils für die Umgebung eines Referenzpunktes durchgeführt wird. Von größerer Bedeutung sind aber die relativen Druck- und Temperaturänderungen. Die Druckänderungen werden zum einen mit den normierten Kennliniensteigungen des Komponentenkennefeldes $(p_{\eta}-1)$, zum anderen mit dem Faktor K_4 , der von dem Druckverhältnis in dem Referenzpunkt abhängt, multipliziert. Die Temperaturänderungen werden mit dem Faktor K_5 multipliziert, der das Verhältnis der Enthalpie des eintretenden Luftmassenstroms zur Enthalpieerhöhung im Verdichter beschreibt. Eine Quantifizierung und weitere Diskussion der angesprochenen Faktoren erfolgt im Kapitel 4.2.1.

Für die Diagnosegröße Δm gilt ähnliches wie für die Diagnosegröße $\Delta\eta$. Der Einfluss der Änderung der Belastung ΔM_u ist auch hier von sekundärer Natur und wird durch den Gültigkeitsbereich des Referenzzustandes festgelegt. Die Variablen, die das Diagnoseergebnis aber wesentlich beeinflussen können, sind wiederum die relativen Druckänderungen vor und hinter der Komponente, sowie die relative Wirkdruckänderung Δq_E , die ein mengenproportionales Signal liefert. Die Druckänderungen vor und hinter dem Verdichter werden mit dem Faktor K_4 und der normierten Kennliniensteigung p_0 multipliziert. Die Wirkdruckänderung und die Druckänderung am Eintritt werden mit dem Faktor C gewichtet. Dieser Faktor ist aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeit und daher als inkompressibel anzusehender Luft im Bereich der Mengenmessung über den gesamten Lastbereich nahezu konstant. Auf diese Größe C muss somit im Rahmen der Diskussion der Einflussgrößen im Kapitel 4.2.1 nicht näher eingegangen werden.

Für die Beurteilung der Turbinenmodule gelten analoge Überlegungen. Auch hier sind die bestimmenden Einflussgrößen die Änderungen der Messgrößen an den Systemgrenzen und die Änderung der Kennefeldinformationen.

2.5 Modellierung variabler Massenströme im Turbinenbereich

Für die Zustandsdiagnose von Gasturbinen wird in der Regel nur eine Messstelle zur Bestimmung der angesaugten Luftmenge vorgesehen. Werden nach dieser Mengensmessstelle Luftmengen z. B. zur Kühlung im Turbinenbereich entnommen und werden absolute Größen benötigt, so können diese Mengen häufig durch Berücksichtigung eines prozentualen Anteils in der Modellierung berücksichtigt werden. Es ist daher nicht erforderlich, diese Entnahmemenge absolut zu erfassen, da sie bei der Aufzeichnung und Festlegung der Referenzzustände bereits in den Messgrößen der Referenzzustände Eingang finden und somit berücksichtigt sind. Sind die entnommenen Luftmengen aber variabler Natur und werden diese unabhängig von der angesaugten Luftmenge geregelt, so führt dieses zu Fehlern in der Zustandsdiagnose, da die fehlende Luftmenge den betrachteten Komponenten nach der Entnahmestelle als Leckage zugerechnet wird.

In diesem Kapitel soll eine variable Luftentnahmemenge vor dem Turbinenbereich bei der Modellierung der Diagnosegröße $\Delta \dot{m}$ der Turbine berücksichtigt werden.

Die Diagnosegröße $\Delta \dot{m}$ einer Turbine, die von dem Zustand E auf den Zustand A entspannt, berechnet sich analog zu dem Vorgehen im Verdichterbereich aus der gemessenen Veränderung der Zustandsgröße $\Delta \dot{m}_M$ und der zu erwartenden Veränderung der Zustandsgröße $\Delta \dot{m}_K$ gem. Gl. (2.3) zu:

$$\Delta \dot{m} = \Delta \dot{m}_M - \Delta \dot{m}_K. \quad (2.55)$$

Der gemessene Massenstrom durch die Turbine \dot{m}_T setzt sich aus dem gemessenen Luftmassenstrom \dot{m}_G , dem Brennstoffmassenstrom \dot{m}_F und der mit negativem Vorzeichen zu berücksichtigenden variablen Luftentnahmemenge \dot{m}_E vor der Turbine zusammen:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_G + \dot{m}_F - \dot{m}_E. \quad (2.56)$$

Drückt man den Massenstrom \dot{m}_T^* eines vom Referenzzustand (Index 0) abweichenden Betriebspunktes mit Hilfe des berechneten Massenstroms aus Gl. (2.56) aus, so ergibt sich der Rauchgasmassenstrom des neuen Betriebspunktes zu:

$$\dot{m}_T^* = \Delta \dot{m}_G \cdot \dot{m}_{G0} + \dot{m}_{G0} + \Delta \dot{m}_F \cdot \dot{m}_{F0} + \dot{m}_{F0} - (\Delta \dot{m}_E \cdot \dot{m}_{E0} + \dot{m}_{E0}). \quad (2.57)$$

Durch Differenzenbildung lässt sich nun der gemessene Anteil der Diagnosegröße $\Delta\dot{m}_M$ bestimmen:

$$\begin{aligned}\Delta\dot{m}_M &= \frac{\dot{m}_T^* - \dot{m}_{T0}}{\dot{m}_{T0}} = \frac{\dot{m}_{G0}}{\dot{m}_{G0} + \dot{m}_{F0} - \dot{m}_{E0}} \cdot \Delta\dot{m}_G \\ &\quad + \frac{\dot{m}_{F0}}{\dot{m}_{G0} + \dot{m}_{F0} - \dot{m}_{E0}} \cdot \Delta\dot{m}_F \\ &\quad - \frac{\dot{m}_{E0}}{\dot{m}_{G0} + \dot{m}_{F0} - \dot{m}_{E0}} \cdot \Delta\dot{m}_E.\end{aligned}\quad (2.58)$$

Die Änderungen der gemessenen Massenströme $\Delta\dot{m}_G$, $\Delta\dot{m}_F$ und $\Delta\dot{m}_E$ sind auf die Größen der jeweiligen Mengennmessungen zurückzuführen.

Der zu erwartende Anteil der Diagnosegröße $\Delta\dot{m}_K$ ist unabhängig von der variablen Entnahmemenge und errechnet sich aus dem Kennfeld zu:

$$\begin{aligned}\Delta\dot{m}_K &= \left[\frac{\frac{R}{c_p}}{\left(\frac{p_E}{p_A}\right)^{\frac{R}{c_p}} - 1} \cdot \frac{\psi}{\varphi} \cdot \frac{\partial\varphi}{\partial\psi} \right]_0 \cdot (\Delta p_E - \Delta p_A) + \Delta p_E \\ &\quad + \left[1 + \frac{M_u}{\varphi} \cdot \frac{\partial\varphi}{\partial M_u} - 2 \cdot \frac{\psi}{\varphi} \cdot \frac{\partial\varphi}{\partial\psi} \right]_0 \cdot \Delta n \\ &\quad + \left[\frac{\psi}{\varphi} \cdot \frac{\partial\varphi}{\partial\psi} - \frac{1}{2} \cdot \frac{M_u}{\varphi} \cdot \frac{\partial\varphi}{\partial M_u} - 1 \right]_0 \cdot \Delta T_E.\end{aligned}\quad (2.59)$$

Gemäß der Gl. (2.55) lässt sich nun für die Turbine die Diagnosegröße $\Delta\dot{m}$ unter Berücksichtigung einer variablen Luftentnahmemenge vor dieser Komponente aus dem gemessenen und dem zu erwartenden Anteil bestimmen. Hierdurch werden eine Anzeige von scheinbaren Leckagen im Turbinenbereich und dadurch Fehlentscheidungen hinsichtlich möglicher Fehler vermieden.

3 Vorstellung der untersuchten Anlage

Die in dem Kapitel 2 dargestellte Theorie ist Teil eines Projektes zur Zustandsdiagnose der Gasturbinen einer Erdgas-Verdichterstation der Verbundnetz Gas AG (VNG) in Leipzig. Das Ziel der VNG ist es, auf Basis der Zustandsdiagnose der einzelnen Komponenten eine bedarfsorientierte Instandhaltung für die gesamte Anlage zur Reduzierung der Betriebskosten einzuführen.

In diesem Kapitel wird zunächst die im praktischen Einsatz untersuchte Anlage vorgestellt. Im Anschluss daran erfolgt die Beschreibung des verwendeten Messaufbaus und des Vorgehens bei der Gewinnung der Messwerte, bevor in einem dritten Schritt auf die zu berücksichtigenden Messfehler näher eingegangen wird. Zum Abschluss werden noch einige Anmerkungen zum Verhalten der Anlage nach Laständerungen bis zur Erreichung eines stationären Betriebszustandes gemacht.

3.1 Die Gasturbinenanlage

Die Verdichterstation Sayda der VNG dient in einem System von Verdichterstationen zum Transport von Erdgas zwischen den russischen Fördergebieten der Gazprom und den regionalen Erdgasversorgungsunternehmen in der Bundesrepublik Deutschland. Verdichterstationen dieser Art sind nötig, um die Druckverluste aufgrund der Rohrreibung und Reibung der Moleküle untereinander auszugleichen. Zur Versorgung der neuen Bundesländer wird das russische Erdgas an der deutsch/tschechischen Grenze im Raum Sayda (südöstlich von Chemnitz) in deutsche Leitungen eingespeist. Sayda ist dabei ein Übernahmepunkt von dem europäischen Erdgasverbundnetz zu dem Rohrleitungsnetz der VNG. Hier werden die übernommenen Gasmengen in Messstrecken zum Zwecke der Abrechnung gemessen und darüber hinaus gereinigt.

Auf der Verdichterstation Sayda sind seit 1980 zwei im wesentlichen baugleiche Gasturbinen-Verdichtereinheiten (GT/VD-Einheiten) installiert, die wahlweise im Einzel- oder Parallelbetrieb gefahren werden können. Die GT/VD-Einheiten bestehen jeweils aus einer Zweiwellen-Gasturbine GT 750-6 russischer Bauart mit rekuperativer Wärmerückgewinnung als Antriebsaggregat, die direkt mit einem Radialverdichter zur Druckerhöhung in der Erdgasfernleitung gekuppelt ist. Die Radialverdichter des Typs T56 des tschechischen Herstellers CKD können wahlweise mit zwei verschiedenen Läufervarianten ausgerüstet

werden, wobei die eine Variante einen maximalen Durchsatz von 250 kg/s und die andere 360 kg/s ermöglicht.

Eine Skizze einer der beiden Anlagen mit allen zur Verfügung stehenden Messstellen ist in der Abb. 3.1 dargestellt. Die Leistungsparameter und die geometrischen Daten sind im Anhang aufgeführt.

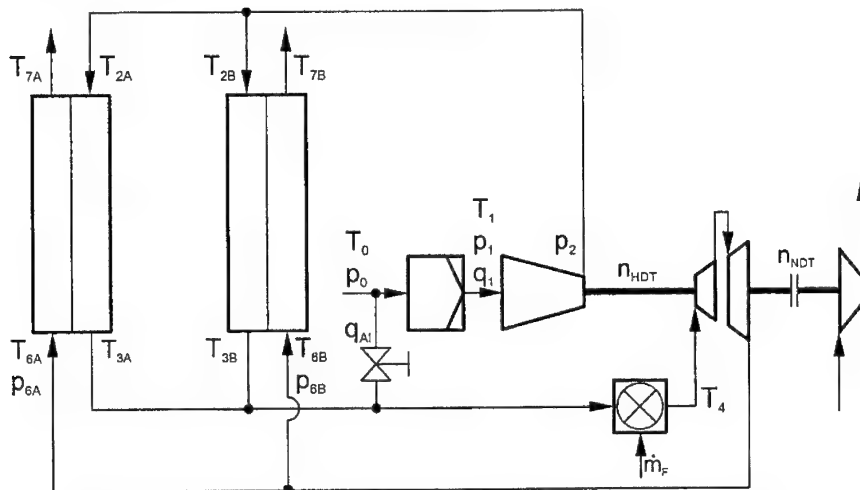


Abb. 3.1: Gasturbinen-Verdichtereinheit auf der Verdichterstation Sayda.

Die Prozessluft wird über ein Filtersystem aus der Umgebung (Ebene 0) angesaugt. Dieses Ansaugfiltersystem ist zweistufig aufgebaut. Es setzt sich aus einem Grobfilter, bestehend aus Filtermatten, zur Abscheidung von groben Verunreinigungen wie z. B. Insekten oder größeren Luftverunreinigungen, und in der zweiten Filterstufe aus einer Taschenfilteranlage mit dem Abscheidegrad EU 6 zur Abscheidung von Feinstäuben zusammen. Dieses bedeutet, dass Verunreinigungen mit einer Korngröße von bis zu $1\ \mu\text{m}$ (Nebel, Flugasche etc.) von der Gasturbinenanlage ferngehalten werden können. Die Grobfilter lassen sich während des Betriebes der Anlage wechseln, wohingegen die Taschenfilter nur während des Stillstandes ausgetauscht werden können.

Die angesaugte Luft wird über einen zwölfstufigen Axialverdichter mit einem maximalen Druckverhältnis von 4,5 komprimiert und im Anschluss daran in zwei Fluten über senkrecht angeordnete Rohrbündelrekuperatoren (A und B) erwärmt. Die wärmeübertragende Fläche eines jeden Rekuperators besteht aus geraden glatten Rohren, die in dem oberen und unteren

Rohrboden verschweißt sind. Die Abgase strömen in den Rohren von unten nach oben, die Luft vom Verdichter kommend durch den Bereich zwischen den Rohren und dem Rekuperatormantel im Gegenstrom von oben nach unten. Zum Ausgleich der unterschiedlichen Wärmedehnungen der Rohre und des Rekuperatormantels ist in den Mantel ein Wellenkompensator montiert. Auf den genauen Aufbau der Wärmeübertrager wird noch einmal im Rahmen der Diskussion der Diagnoseergebnisse näher eingegangen.

Hinter den Rekuperatoren wird die verdichtete und erwärmte Luft wieder zusammengeführt und in die separat angeordnete horizontale Silobrennkammer eingeleitet. Diese Brennkammer arbeitet im Gleichstromprinzip und ist räumlich unterhalb des Verdichters und den Turbinen angeordnet. Als Brennstoff wird Erdgas aus der Pipeline zugeführt, welches zu über 98% aus reinem Methan (CH_4) besteht.

Nach der Brennkammer expandiert das Arbeitsgas zunächst in der zweistufigen Gaserzeugerturbine und anschließend in der einstufigen Leistungsturbine zum Antrieb des direkt gekuppelten Radialverdichters. Bei beiden Turbinen handelt es sich um Gleichdruckturbinen, bei denen die Laufschaufeln auf Scheibenläufern montiert sind. Zur Kühlung der Turbinenscheiben und Leitschaufelträger der Gaserzeugerturbine wird auf der Druckseite des Axialverdichters eine gewisse Luftmenge entnommen, dann in einem Luftkühler gekühlt und in den Turbinenteil eingeleitet. Ebenso wird eine gewisse Luftmenge nach der sechsten Stufe des Axialverdichters zum Betrieb des Ejektors der Öldampfabsaugung abgenommen. Insgesamt werden ca. 4 bis 5% der angesaugten Luftmenge zu Kühl- und sonstigen Zwecken dem Prozess nach bzw. in dem Verdichter entnommen und lediglich zu einem Teil wieder im Turbinenbereich zugeführt. In der Abb. 3.2 ist die Massenstrombilanz mit Ausnahme der angesprochenen Kühltluftströme für die gesamte Gasturbine dargestellt.

Die Kühltluftströme sind bei der Modellierung der Komponenten nicht explizit zu berücksichtigen. Durch die Reduzierung der Diagnosegrößen auf die bezogenen Änderungen der Messgrößen sind die in den einzelnen Lastbereichen konstanten Kühltluftströme vollständig erfasst. Zusätzlich sind in der Abb. 3.2 die möglichen Leckagemassenströme \dot{m}_{LRA} und \dot{m}_{LRB} innerhalb der beiden Rekuperatoren eingetragen.

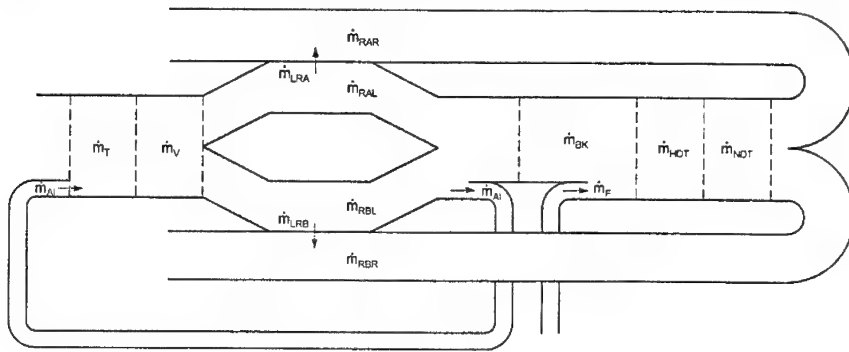


Abb. 3.2: Massenstrombilanz.

Für die Vorwärmung der Ansaugluft ist nach den Rekuperatoren eine Leitung installiert, die in Abhängigkeit von den Umgebungsbedingungen (Umgebungslufttemperatur T_0 , relative Luftfeuchtigkeit ϕ) eine variable Menge vorgewärmter, verdichteter Luft aus dem Prozess entnimmt und vor dem Ansaugfiltersystem wieder einspeist. Diese Einrichtung dient als Anti-Icing-System, da sie ein Vereisen des Filters bei Lufttemperaturen um den Nullpunkt und hohen relativen Luftfeuchtigkeiten verhindern soll.

Die Regelung dieses Systems setzt zum einen bei einer relativen Luftfeuchtigkeit von $\phi > 60\%$ und einer Umgebungstemperatur in einem Bereich von $-10^\circ\text{C} < T_0 < +5^\circ\text{C}$ ein. Zum anderen wird unabhängig von diesen Bedingungen bei einem Anstieg des Unterdrucks im Ansaugkanal von $\Delta p_1 = 9$ mbar in 60 Sekunden die Zuführung der Anti-Icing-Luft aktiviert. Unter den genannten Umgebungsbedingungen wird die Anti-Icing-Luftmenge so eingestellt, dass im Ansaugkanal eine konstante Temperatur von $T_1 = +5^\circ\text{C}$ erreicht wird. Bei dem Erreichen der Warngrenze der Gastemperatur vor der Hochdruckturbine von $T_4 = 720^\circ\text{C}$ wird in jedem Fall die Zuführung der Anti-Icing-Luft deaktiviert und das entsprechende Regelventil geschlossen.

Die Steuerung und Überwachung der gesamten Anlage erfolgt von einer zentralen Messwarte aus. Ein Foto der Anlage ist in der Abb. 3.3 dargestellt. Man erkennt deutlich die Ansaugfiltergehäuse der beiden Gasturbineneinheiten und die senkrecht angeordneten Rekuperatoren. An der Spitze der Rekuperatoren ist jeweils ein Abgasschalldämpfer sowie ein Kamin installiert. Die Gasturbineneinheiten sind in der Halle im Hintergrund aufgestellt. Die Erdgasverdichter befinden sich jeweils in separaten Räumen hinter der Turbinenhalle. Diese Räume sind aufgrund des Fördermediums explosionsgeschützt.

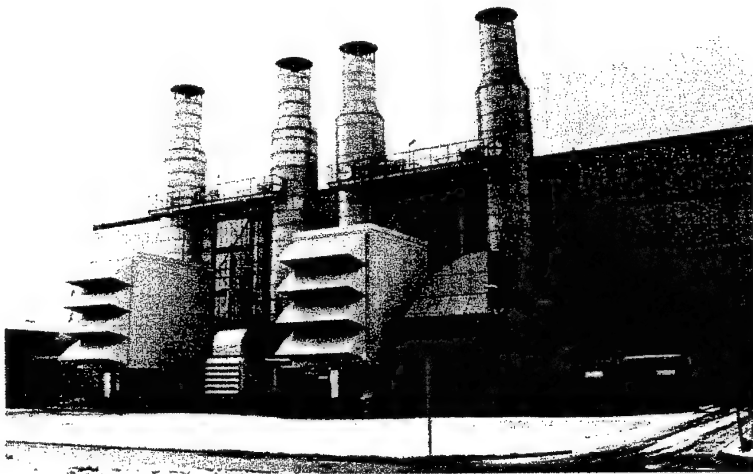


Abb. 3.3: Verdichterstation Sayda.

Nach umfangreichen Modernisierungsmaßnahmen, die in der zweiten Hälfte der neunziger Jahre abgeschlossen wurden, konnte eine Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades von 27% auf 32% realisiert werden (Gläser, u.a., 1998). Im Rahmen dieser Modernisierungsmaßnahmen wurden u.a die Rekuperatoren und nahezu alle Rohrleitungen erneuert sowie die Brennkammer zur Einhaltung der Emissionsgrenzwerte für Kohlendioxid (CO_2) und Stickoxide (NO_x) gemäß der TA-Luft überarbeitet.

3.2 Der Messaufbau

Für die Erfassung der zur Zustandsdiagnose notwendigen Messdaten wird im wesentlichen auf die vorhandene Betriebsmesstechnik zurückgegriffen. Das Diagnosesystem ist somit direkt an das Messsystem des Prozesses gekoppelt. Trotz dieser direkten Anbindung des Diagnosesystems an das Messsystem des Prozesses kann das Diagnosesystem aber keinen Einfluss auf den Prozess nehmen. Die direkte Anbindung erfolgte zum einen, um die Kosten für die Implementierung des Diagnosesystems möglichst niedrig zu halten und zum anderen, um die Akzeptanz beim Betriebspersonal zu sichern. Lediglich zur Bestimmung der vom Verdichter der Gasturbine angesaugten Luftmenge, der nach den Rekuperatoren abgezweigten variablen Anti-Icing-Luftmenge und des Umgebungsluftdrucks war es notwendig, zusätzliche Sensoren, Transmitter und entsprechende Verkabelungen zu installieren.

Für eine getrennte Diagnose der Gaserzeuger- und der Nutzturbine wäre das Einbringen einer Bohrung zur Messung des statischen Trenndrucks zwischen den Turbinen notwendig. Die Arbeiten hierzu sind aber sehr umfangreich, da die Maschine hätte geöffnet werden müssen. Aus Kostengründen und um eine längere Stillstandszeit zu vermeiden, wurde diese Arbeit auf den Zeitpunkt der nächsten Revision terminiert. Im Rahmen dieser Arbeit ist daher eine getrennte Diagnose dieser beiden Komponenten nicht möglich gewesen.

Insgesamt werden pro Gasturbine 20 Messwerte und zusätzlich für beide Einheiten gemeinsam der Umgebungsluftdruck aufgezeichnet. Im einzelnen werden die im Anhang aufgeführten Messwerte erfasst. Im wesentlichen handelt es sich dabei um die Drücke und Temperaturen vor und nach den zu diagnostizierenden Komponenten, sowie um Messstellen zur Berechnung der Massenströme im Ansaugtrakt, im Anti-Icing-Kanal und in der Zuführung des Brennstoffes. Darüber hinaus werden noch die Drehzahlen der Gaserzeugerwelle und der Nutzleistungswelle erfasst, um den Belastungszustand der Anlage bestimmen zu können. Die Temperaturen nach dem Axialverdichter T_2 und nach der Nutzturbine T_6 sowie der Druck nach der Nutzturbine p_6 werden aus den jeweiligen Messwerten in den parallelen Fluten des Wärmeübertragers gemittelt.

Bei den Druckmessstellen handelt es sich um Druckbohrungen zur Erfassung der statischen Drücke. Bei den Wirkdrucksensoren handelt es sich um Annubarsonden, die die Druckdifferenz zwischen dem Staudruck und dem Druck in der Nachlaufzone der Sonde über den Querschnitt des Strömungskanals gemittelt liefern. Diese Druckdifferenz entspricht bis auf einen belastungsunabhängigen Proportionalitätsfaktor dem Wirkdruck q . Es liegt somit ein mengenproportionales Signal vor. Die Übertragung dieser Messdaten erfolgt über Drucktransmitter der Firma Rosemount.

Bei den Temperatursensoren handelt es sich bis auf denjenigen an der Messstelle T_4 , mit dem die Temperatur vor der Gaserzeugerturbine erfasst wird, um Pt-100 Widerstandsthermometer mit Schutzrohr gem. DIN 43770. An der Messstelle T_4 befindet sich, ebenfalls in einem Schutzrohr montiert, ein Thermoelement der Paarung NiCr-Ni. Die Übertragung erfolgt im Falle der Temperatursensoren über Transmitter der Firma Esters.

Für die Erfassung der Drehzahlen werden elektromagnetische Geber verwendet, die berührungslos die Impulse von auf den Wellen angebrachten Nocken in ein Drehzahlsignal umwandeln. Die dem Prozess zugeführte Kraftstoffmenge wird direkt aus dem Messsystem, das Teil des firmeninternen Abrechnungssystems ist, entnommen.

Auf eine Aufzeichnung der relativen Luftfeuchtigkeit wurde hier verzichtet, da bereits von Schmidt (1992) nachgewiesen werden konnte, dass sich die Zustandsgrößen bei einer Variation der relativen Luftfeuchtigkeit im üblichen Bereich von 60 – 70% nur unwesentlich ändern ($\Delta z_i < 0,1\%$).

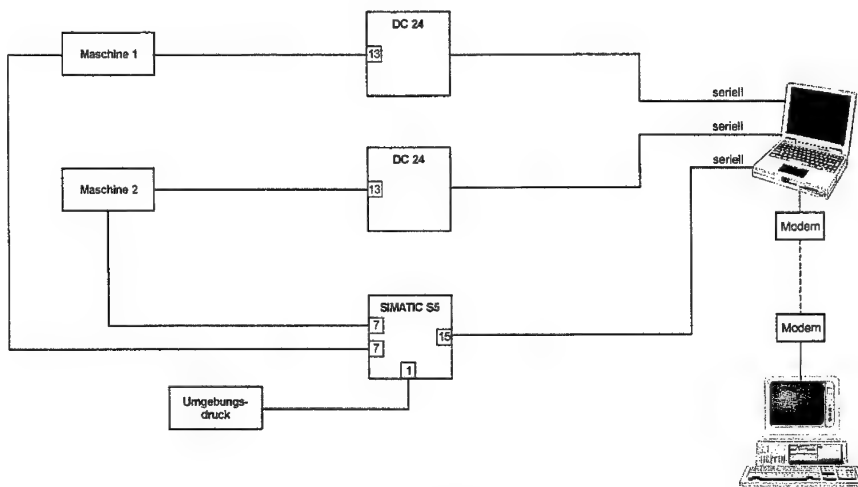


Abb. 3.4: Messaufbau.

Eine Reihe von Messwerten wird über die Druckerschnittstelle der dezentralen Prozessdatenerfassungs- und Kontrollstation DC 24 der Firma Esters an den Messwerterfassungsrechner weitergegeben. Ein weiterer Teil wird über die serielle Schnittstelle des Automatisierungssystems SIMATIC S5 der Firma Siemens übernommen. Die Messdaten werden in einem Rhythmus von 45 Minuten automatisch aufgezeichnet. Dieser Aufzeichnungsrhythmus ergibt sich aufgrund der Forderung des Anlagenbetreibers, möglichst wenig Kosten zu verursachen. Aus diesem Grunde konnten nicht alle Messwerte zentral über das Automatisierungssystem bereitgestellt werden, sondern es müssen pro GT/VD-Einheit 13 Messwerte von den vorhandenen Prozessdatenerfassungs- und Kontrollstationen DC 24 übernommen werden. Dieses kann aber nur zu fest programmierten Zeiten über die eingebaute serielle Druckerschnittstelle und ein Hyperterminal erfolgen, da keine Möglichkeit besteht, eine Datenübermittlung extern auszulösen. Die Übergabe der Messdaten, die über das Automatisierungssystem SIMATIC S5 erfasst werden, wird zu diesen Zeiten synchronisiert.

Der vollständige Messaufbau ist in der Abb. 3.4 dargestellt. Dort ist ebenfalls die Modemverbindung zu erkennen, über die die Messdaten an das Laboratorium für Strömungsmaschinen nach Hamburg zur weiteren Auswertung übertragen werden. Die weitere Auswertung erfolgt mit Hilfe eines Diagnoseprogramms, welches im Rahmen dieser Arbeit entwickelt wurde (Menßen und Höben-Störmer, 2000). Das Programm ist in C++ programmiert und auf einem handelsüblichen PC installiert. Nach dem Einlesen der aktuellen Messwerte werden diese lastbereichsabhängig mit den festgelegten Referenzwerten normiert. Hierdurch erhält man den Messvektor gem. Gl. (2.4). Dieser Messvektor wird mit der im Programm hinterlegten Diagnosematrix multipliziert. Das Ergebnis dieser Berechnung sind die Diagnosegrößen der Komponenten Filtersystem, Verdichter, Brennkammer und Turbine. Für die Berechnung der Diagnosegrößen der Rekuperatoren ist die vorgestellte Matrixschreibweise nicht notwendig, da diese Größen direkt analytisch berechnet werden können (siehe Kapitel 2.3).

Das Diagnoseprogramm ist die Basis für ein in der Messwarte der Verdichterstation Sayda installiertes Programm, welches den Betreiber hinsichtlich einer zustandsorientierten Instandhaltung unterstützt. Die Grafik in diesem Anwenderprogramm erlaubt eine Online-Darstellung der aktuellen prozentualen Abweichungen der Zustandsgrößen von dem Referenzzustand in Form von Balkendiagrammen (siehe Abb. 3.5).

Zustandsdiagnose VST Sayda

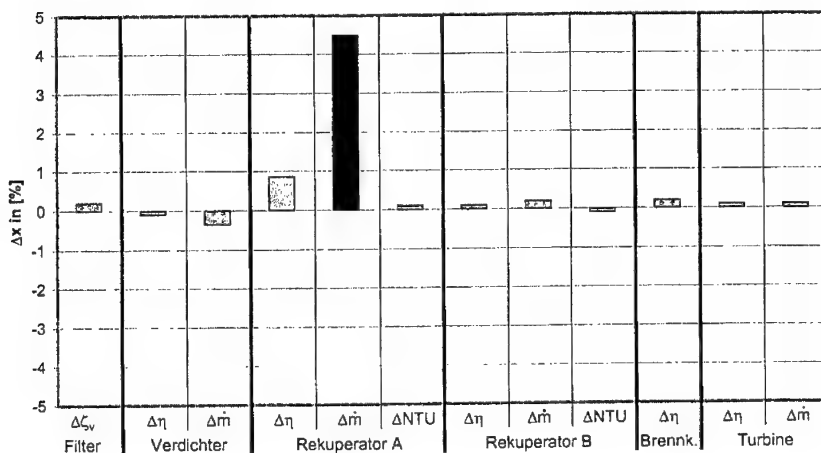


Abb. 3.5: Diagnosebildschirm.

Werden festgelegte Grenzwerte für die einzelnen Diagnosegrößen überschritten, wird dem Betreiber durch einen Farbumschlag des entsprechenden Balkens von grün nach rot signalisiert, dass die betreffende Komponente wahrscheinlich fehlerbehaftet ist. Zusätzlich ist die Beobachtung eines langfristigen Trends der einzelnen Komponenten möglich. Hierzu werden die Werte aus den Balkendiagrammen über einen variablen Zeitraum als Liniendiagramm aufgetragen. Diese zweite Darstellungsweise wurde für die Präsentation und Diskussion der Diagnoseergebnisse im Kapitel 4 gewählt, um die Lastunabhängigkeit der einzelnen Diagnosegrößen nachweisen zu können.

3.3 Genauigkeit der Betriebsmesstechnik

In dieser Arbeit werden nur stationäre Betriebszustände untersucht, das heißt sämtliche Einschwingvorgänge sind abgeklungen und die Messgrößen sind zeitlich konstant. Aus diesem Grunde müssen bei der Untersuchung der Genauigkeit der Messergebnisse lediglich die statischen Messfehler betrachtet werden. Diese setzen sich aus einem systematischen Anteil und einem zufälligen Anteil zusammen.

Systematische Messfehler treten bei der Wiederholung einer Messung bei unveränderten Randbedingungen stets mit dem gleichen Betrag und dem gleichen Vorzeichen auf. Sie verfälschen dadurch das Messergebnis. Zur Durchführung der Zustandsdiagnose ist aber weniger die absolute Messgenauigkeit entscheidend, sondern vielmehr die Reproduzierbarkeit der Messungen. Dieses bedeutet, dass ein konstanter Offset im Messergebnis durch die Differenzbildung und Normierung im Zuge der Modellierung bereits berücksichtigt wurde. Ein solcher systematischer Fehler hat somit keinen Einfluss auf das Diagnoseergebnis und wird daher nicht weiter betrachtet.

Zufällige Messfehler machen das Messergebnis im Gegensatz zu den systematischen Messfehlern unsicher. Die Streuung der Messwerte beruht auf zufälligen Abweichungen der Versuchsbedingungen, die nach Betrag und Vorzeichen variieren können. Sie wirken sich somit auf die Reproduzierbarkeit des Messergebnisses aus. Zufällige Messfehler können mit statistischen Methoden in ihrer Gesamtheit abgeschätzt werden und zwar um so zuverlässiger, je größer die Anzahl der Einzelmessungen ist. Die auftretende Verteilung der Messwerte lässt sich für die hier vorliegende Normalverteilung über zwei Kenngrößen beschreiben: zum einen über den Mittelwert \bar{y} als Schätzung für den Erwartungswert μ und zum anderen über die Streuung s als Schätzung für Standardabweichung σ .

Die zufälligen Messfehler setzen sich im Sinne der Fehlerfortpflanzung in den Zustandsgrößen fort und beeinflussen damit direkt das Ergebnis der Diagnose. Falls die einzelnen Messgrößen voneinander unabhängig sind und die Standardabweichungen σ_i deutlich kleiner sind als die zugehörigen Messwerte Y_i , so lässt sich die Streuung s_z der Zustandsgröße Z als Schätzung für dessen Standardabweichung σ_z wie folgt berechnen:

$$s_z = \sqrt{\left(\frac{\partial Z}{\partial Y_1} \cdot s_{Y_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial Y_2} \cdot s_{Y_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial Z}{\partial Y_n} \cdot s_{Y_n}\right)^2} . \quad (3.1)$$

Auf den Einfluss der Streuung einzelner Messgrößen auf die Zustandsgrößen wird bei der Diskussion der Diagnoseergebnisse im Kapitel 4 näher eingegangen. Eine gute Reproduzierbarkeit der Messergebnisse und Lastunabhängigkeit der Zustandsgrößen zeigt sich in einer geringen Streuung der Diagnosegrößen, sofern sich der Zustand der betrachteten Komponente im Betrieb nicht verändert hat.

3.4 Beharrungszustand

Da die Zustandsdiagnose nur möglich und sinnvoll ist, wenn die Anlage in einem stationären Zustand betrieben wird, kommt der Beurteilung des Beharrungszustandes eine besondere Bedeutung zu. Insbesondere sind diejenigen Zustandsgrößen betroffen, die auf Temperaturmessungen angewiesen sind. Dieses sind für die Strömungsmaschinen und die Brennkammer die Wirkungsgrade, sowie für die Rekuperatoren alle eingeführten Zustandsgrößen. Allein aufgrund der Konstruktion der Temperatursensoren, die in ein Schutzrohr eingebaut sind, beträgt die Ansprechzeit dieser Sensoren mehrere Minuten (Profos und Pfeifer, 1994). Zusätzlich und im Einfluss deutlich gewichtiger sind aber die großen Massen der Rekuperatoren, die sich nach einer Laständerung auf das neue Temperaturniveau einstellen müssen und damit insbesondere die Diagnosegrößen zur Beurteilung der Rekuperatoren negativ beeinflussen. In der Diskussion der Ergebnisse in dem folgenden Kapitel wird sich zeigen, dass es mehrere Stunden dauern kann, bis sich nach einem Lastwechsel ein neuer Beharrungszustand eingestellt hat.

4 Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die auf der Verdichterstation Sayda im praktischen Einsatz gewonnenen Diagnoseergebnisse dargestellt und diskutiert. Anhand von Betriebsmessdaten soll u.a. die Leistungsfähigkeit des Diagnosesystems zur Zustandsdiagnose von Filtersystemen und Wärmeübertragern in Gasturbinenanlagen nachgewiesen werden. Zusätzlich soll die eingeführte Erweiterung für die klassischen Gasturbinenkomponenten in Bezug auf eine vereinfachte Berücksichtigung großer Lastbereiche im praktischen Einsatz getestet werden. Die variablen Luftentnahmen durch das Anti-Icing-System fließen in die Turbinendiagnose ein.

Als Parameter für veränderliche Betriebsbedingungen wird die aus der Zustandsdiagnose der klassischen Gasturbinenkomponenten bekannte Kennzahl Umfangsmachzahl M_u herangezogen, die hier am Eintritt in den Gasgenerator gebildet wird. Die Kennzahl M_u variiert aufgrund veränderlicher Umgebungsbedingungen und des großen Drehzahlbereiches während des Betriebes zwischen $M_{u0}=0,69...0,82$. Dieser weite Lastbereich wird für die Durchführung der Zustandsdiagnose des Verdichters und der Turbine in zehn Teillastbereiche aufgeteilt, für die jeweils ein Referenzzustand auf der Basis eines gemessenen, stationären Betriebszustandes festgelegt wird. Die Aufteilung der Teillastbereiche ist im Anhang dokumentiert.

Die für die Zustandsdiagnose der Komponenten Filtersystem, Verdichter, Brennkammer und Turbine erforderliche Diagnosematrix wurde auf der Basis von Messwerten, die während des laufenden Betriebes der Gasturbinenanlage aufgezeichnet wurden, aufgestellt. Hierzu mussten zunächst die Kennfelddaten des Verdichters und der Turbine bestimmt werden, da hierüber keine Herstellerunterlagen verfügbar waren. Im Anschluß daran wurden diese experimentell bestimmten Kennfelddaten mit den gemessenen thermodynamischen Zusammenhängen im Referenzzustand des mittleren Teillastbereiches zusammengeführt (siehe Kapitel 2.4). Im Anhang ist die für den gesamten Lastbereich konstante Diagnosematrix für den Normalbetrieb dokumentiert. Darüber hinaus ist eine weitere Diagnosematrix für den Fall dargestellt, dass das beschriebene Anti-Icing-System aktiviert ist. Diese zweite Diagnosematrix wird benötigt, da im Falle des aktivierten Anti-Icing-Systems dem Gasturbinenprozess hinter den Rekuperatoren eine variable Luftmenge entnommen wird. Diese variable Luftmenge wird über zusätzliche Messgrößen erfasst, deren Änderungen über die erweiterte Matrix in die Diagnoseergebnisse einfließen (siehe Kapitel 2.5).

Im Folgenden werden die Diagnoseergebnisse der einzelnen Komponenten der Gasturbine nacheinander in der Durchströmungsrichtung der Maschine betrachtet. Die Diagnosegrößen werden dabei im Zeitablauf dargestellt, um ihre Lastunabhängigkeit dokumentieren zu können.

4.1 Diagnose des Ansaugfilters

In der Abb. 4.1 ist das Ergebnis der Zustandsdiagnose des Filtersystems für den Zeitraum vom 21. Januar bis zum 20. März 2000 dargestellt. Mit Hilfe der Diagnosegröße $\Delta\zeta_v$ soll eine Beurteilung dahingehend erfolgen, ob der Verlustbeiwert ζ_v während des Betriebes angestiegen ist, das heißt ob das Filtersystem verschmutzt bzw. vereist ist. Die Abweichung des bezogenen Verlustbeiwertes ist hierzu in Prozent über der Zeit aufgetragen, wobei zwei längere Stillstandszeiten der Anlage zu Beginn und zum Ende des betrachteten Zeitraums zu erkennen sind. Als Referenzzustand wurde eine Messung zu Beginn des Untersuchungszeitraums festgelegt, bei dem sich die Anlage in einem eindeutigen Beharrungszustand befunden hat, das heißt alle Einschwingvorgänge abgeklungen waren. Ein Referenzzustand aus einer früheren Periode konnte für die Diagnose dieser Komponente nicht herangezogen werden, da für den Referenzzustand die Mengenummessung am Eintritt der Gasturbine benötigt wird, die im Januar 2000 erstmalig vorlag.

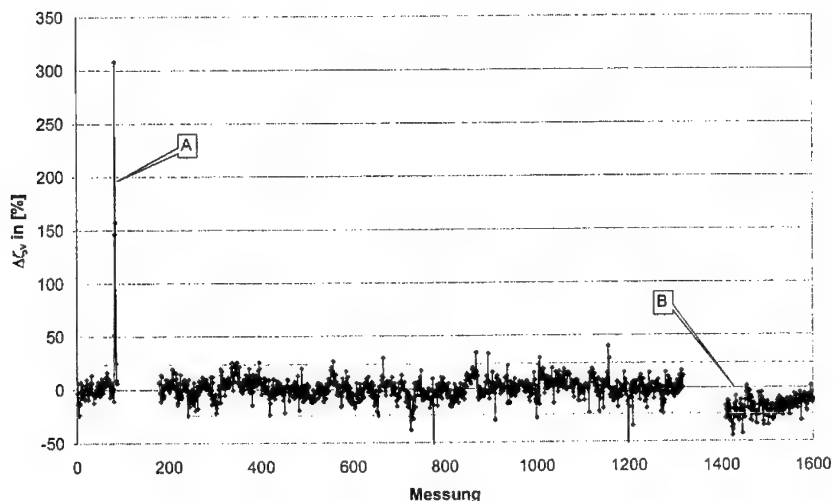


Abb. 4.1: Diagnose des Ansaugfiltersystems.

Während des störungsfreien Betriebes schwankt die Diagnosegröße für das Filtersystem um einen Mittelwert von 0% mit einer Streuung von $\pm 8,43\%$. Die Diagnosegröße ist dabei unabhängig von der Anlagenbelastung, die sich in dem Untersuchungszeitraum über den gesamten genannten Lastbereich veränderte. Auffällig ist aber die relativ große Streuung der Diagnosegröße $\Delta\zeta_v$. Zur Beurteilung dieser Streuung ist es notwendig, diejenigen Änderungen der Messgrößen zu betrachten, die die Diagnosegröße beeinflussen. In der Gl. 2.9 ist die bezogene Veränderung des Verlustbeiwertes auf die bezogenen Änderungen der Messgrößen zurückgeführt. Die Messung der statischen Drücke p_0 und p_1 unterliegt nur einer sehr geringen Streuung von $\pm 0,075\%$ für p_0 bzw. $\pm 0,375\%$ für p_1 . Diese Streuungen liegen im wesentlichen in der Genauigkeit der eingesetzten Transmitter begründet. Problematischer sind aber die beiden anderen Anteile, nämlich die Änderung des Wirkdruckes Δq_1 und insbesondere die Änderung des Totaldruckverlustes Δp_{v1} . Der Wirkdruck liegt in einer Größenordnung von ca. 10 mbar und streut mit $\pm 0,63\%$ um den Mittelwert. Den größten Einfluss auf die Diagnosegröße $\Delta\zeta_v$ übt aber die Streuung des Totaldruckverlustes aus, der nur in einer Größenordnung von 1 mbar liegt und mit $\pm 8,40\%$ streut. Die Genauigkeit des eingesetzten Transmitters ist hierbei nicht entscheidend, sondern vielmehr die Turbulenz im Strömungsfeld. Die Überlagerung dieser einzelnen Streuungen im Sinne der Fehlerfortpflanzung für zufällige Fehler ergibt die im praktischen Versuch festgestellte Streuung.

Trotz dieser scheinbar großen Unsicherheit ist die Diagnosegröße $\Delta\zeta_v$ aber sehr wohl geeignet, den aktuellen Zustand des Filtersystems zu beschreiben. In zwei Bereichen lässt sich die Leistungsfähigkeit eindeutig nachweisen.

Betrachtet man zunächst die Diagnosegröße $\Delta\zeta_v$ im Bereich A, so ist ein deutlicher Anstieg dieser Größe um mehr als 300% zu erkennen. Die Diagnosegröße steigt dabei über drei Messungen, die einem Zeitraum von 90 Minuten entsprechen, kontinuierlich an, um dann wieder in den normalen Wertebereich zurückzukehren. 90 Minuten später wurde die Anlage dann abgeschaltet.

Die Ursache für dieses Diagnoseergebnis dürfte eine beginnende Vereisung des Filtersystems sein. Durch die Beschleunigung der angesaugten Umgebungsluft kommt es vor dem Filtersystem zu einer Absenkung der Temperatur im statischen Zustand. Der mitgeführte Wasserdampf wird dabei zu Eis und setzt sich in dem Grobfilter fest. Tatsächlich lag im Zeitraum dieser Messungen die Umgebungstemperatur T_0 niedriger als -10°C . Aus diesem

Grunde war das Anti-Icing-System deaktiviert, da die fest vorgegebene Randbedingung $-10^{\circ}\text{C} < T_0 < +5^{\circ}\text{C}$ für den Betrieb des Anti-Icing-Systems nicht erfüllt war. Offensichtlich führte aber gerade dieser Umstand in Zusammenhang mit einer hohen relativen Luftfeuchtigkeit zu einer Vereisung des Ansaugfilters, welches gerade durch die Anti-Icing-Einrichtung verhindert werden soll.

Die zusätzliche Schutzfunktion des Anti-Icing-Systems, die bei einem Anstieg des statischen Unterdrucks im Ansaugkanal von $\Delta p_1 = 9$ mbar in 60 Sekunden eine sofortige Zufuhr von warmer Luft vor dem Filter bewirken soll, sprach jedoch nicht an, da der eingestellte Gradient offenbar zu gering dimensioniert ist. Der Vereisungsvorgang setzte sich über einen Zeitraum von mindestens 90 Minuten weiter fort, bis die vorhandene Anti-Icing-Regelung oder das Betriebspersonal die Zufuhr von warmer Luft aktivierte und somit ein Abtauen des Filtersystems einsetzte.

Zusätzlich zu diesem Diagnoseergebnis bei einer einsetzenden Vereisung des Filtersystems lässt sich im Bereich B auch der Austausch der Grobfiltermatten erkennen. Nach einer Stillstandsphase von einigen Tagen wurde die Maschine mit einem neuen Grobfilter wieder angefahren. Der Verlustbeiwert hat sich verringert, was in der negativen Veränderung der Diagnosegröße $\Delta \zeta_v$ um -21% deutlich zum Ausdruck kommt. Hier bietet es sich nun an, einen neuen Referenzzustand zu definieren, der auf diesem verbesserten Zustand basiert. Damit ist es dann möglich, eine Verschlechterung im Zustand des Filters, das heißt einen Anstieg der Diagnosegröße $\Delta \zeta_v$ auf dieser neuen Basis zu diagnostizieren.

Aus dieser Diskussion der Ergebnisse ist über die reine Diagnosefunktion der Diagnosegröße $\Delta \zeta_v$ zur Erkennung von Verschmutzungen bzw. Vereisungen hinaus ein weiteres Einsatzfeld zu erkennen. Bei einer Erhöhung der Abtastrate, die im Sekundenbereich liegen sollte, ließe sich das Anti-Icing-System über diese Diagnosegröße problemlos regeln. Die Verwendung von $\Delta \zeta_v$ als Sollgröße entspricht ohnehin der Realität, da hiermit die eigentliche Ursache - Vereisung des Filters und damit Zunahme des Widerstandsbeiwertes - beschrieben wird. Das bisherige Anti-Icing-System regelt nämlich an der eigentlichen Ursache vorbei, da es einen Zustand im Ansaugkanal, die Temperatur T_1 , als Sollgröße vorgibt, die von der Vereisung des Filters unabhängig ist. Regelt man das Anti-Icing-System über die Diagnosegröße $\Delta \zeta_v$ als Sollgröße, so bietet sich eine Warnschwelle für die Aktivierung der Zuführung warmer Luft in den Ansaugbereich von $\Delta \zeta_v = +20\%$ an. Somit ist es dann möglich, die Anlage dauerhaft an der Grenze zu einer Vereisung zu betreiben und damit Brennstoff

einzusparen. Für den praktischen Einsatz im Verbund mit der Zustandsdiagnose der anderen Gasturbinenkomponenten bietet es sich darüber hinaus an, die Zustandsgröße $\Delta\zeta_v$ mit dem Faktor 0,1 zu multiplizieren, um eine Darstellung in einer einheitlichen Größenordnung zu erhalten.

4.2 Verdichterdiagnose

In diesem Kapitel wird die Zustandsdiagnose des Axialverdichters der Gasturbine für den Zeitraum vom 1. Februar bis zum 9. März 2000 betrachtet. Die Maschine wurde in dem Untersuchungszeitraum über nahezu den gesamten Lastbereich betrieben. Die Umfangsmachzahl am Verdichtereintritt schwankte in dieser Zeit in einem Bereich von $M_u=0,74\dots0,82$. Lediglich der untere Lastbereich ($M_u=0,69\dots0,74$) wurde nicht gefahren. Der Zeitraum wurde aus zweierlei Gründen ausgewählt. Zum einen war die betrachtete Maschine kontinuierlich in Betrieb. Zum anderen war das beschriebene Anti-Icing-System zum Teil aktiviert, um die Ansaugluft entsprechend der Vorgabe auf $+5^\circ\text{C}$ vorzuwärmen, zum Teil war es aber auch deaktiviert, da die Umgebungstemperatur über 5°C lag. Hierdurch lässt sich der Einfluss dieses Systems auf das Diagnoseergebnis darstellen.

Zunächst werden die Einflussgrößen, die im Kapitel 2.4 herausgearbeitet wurden, anhand von Messergebnissen bewertet und deren Auswirkungen auf die Diagnosegrößen des Verdichters $\Delta\eta$ und $\Delta\pi$ untersucht. In einem zweiten Schritt wird eine Zustandsdiagnose des Verdichters mit einer Diagnosematrix und einem Referenzpunkt für den gesamten Lastbereich durchgeführt. Anschließend erfolgt die Zustandsdiagnose für den gleichen Zeitraum mit einer konstanten Diagnosematrix, aber zehn belastungsabhängigen Referenzpunkten. Durch den Vergleich dieser beiden Vorgehensweisen ist der Vorteil einer Anpassung der Referenzzustände an den jeweiligen Belastungszustand eindeutig zu erkennen.

4.2.1 Einflussgrößen des Diagnoseergebnisses

Diejenigen Größen, die das Diagnoseergebnis beeinflussen, sind die Änderungen der Messgrößen gegenüber dem Referenzzustand Δy_i und die Faktoren $c_{i,j}$ in der Diagnosematrix \underline{C} , die die Stärke des Einflusses der Messgrößen angeben. Für eine Diagnose über weite Lastbereiche hinweg sollten die Änderungen der Faktoren $c_{i,j}$ gering sein im Vergleich zu den Änderungen der Messgrößen Δy_i . Hierzu wurden im Kapitel 2.4 die Konstanten der Diagnosematrix in ihre Komponenten zerlegt. In diesem Kapitel werden die dort

angesprochenen Einflussgrößen K_4 und K_5 sowie die normierten Kennliniensteigungen ρ_η und ρ_φ nun quantifiziert, um deren Einfluss auf die Diagnosegrößen untersuchen zu können.

Die Kennliniensteigungen wurden anhand von Messreihen für die untersuchte Anlage von Berndt (2000) ermittelt. In den Abb. 4.2 und 4.3 sind das ψ - η -Kennfeld bzw. das φ - ψ -Kennfeld für nahezu den gesamten Lastbereich der Anlage dargestellt. Lediglich der obere und der untere Lastbereich konnte nicht zufriedenstellend ausgewertet werden, da die Anlage in den Bereichen nicht ausreichend lange betrieben wurde, um Kennliniensteigungen ermitteln zu können.

Es ist zu erkennen, dass die Änderungen der Kennliniensteigungen ρ_η und ρ_φ sehr gering sind und somit nur einen sehr geringen Einfluss auf das Diagnoseergebnis ausüben können. Anhand der gleichmäßigen engen Staffellungen der Kennlinien in den Abb. 4.2 und 4.3 ist darüber hinaus zu erkennen, dass die Änderungen der Kennliniensteigungen ε_η und ε_φ ebenfalls gering sind. Dieses ist eine Bestätigung des Ergebnisses von zur Nieden (2000).

Verbleiben nun noch die Konstanten K_4 und K_5 , die von der Wahl des Referenzpunktes abhängig sind. Die Konstante K_5 schwankt über den gesamten Lastbereich zwischen $K_5=2,43...2,99$ und die Konstante K_4 zwischen $K_4=0,80...0,98$. Die geringeren Werte gelten dabei jeweils für eine Belastung im oberen Bereich und umgekehrt.

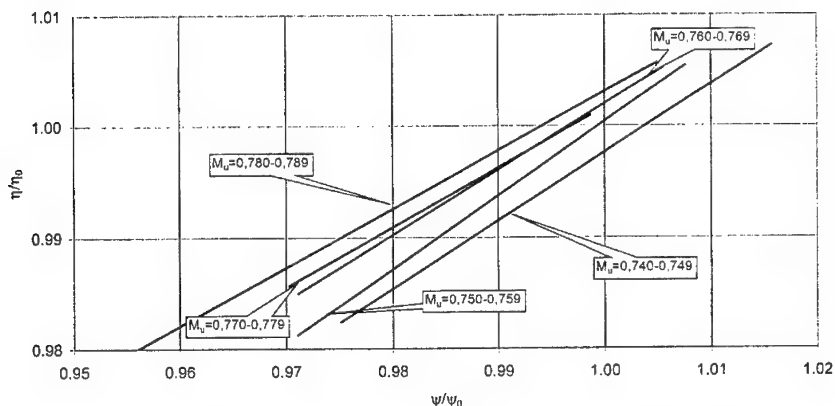


Abb. 4.2: normiertes ψ - η -Kennfeld des Axialverdichters (Berndt, 2000).

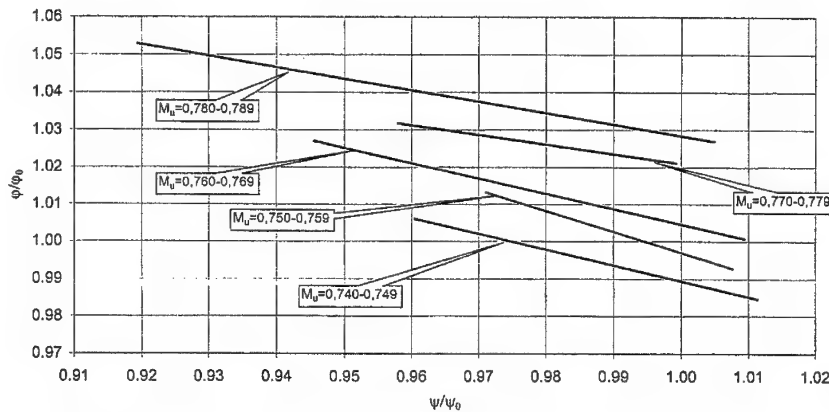


Abb. 4.3: normiertes φ - ψ -Kennfeld des Axialverdichters (Berndt, 2000).

Die Größe K_5 geht nur über die Differenz der bezogenen Temperaturänderungen am Ein- und Austritt der Komponente in das Diagnoseergebnis der bezogenen Wirkungsgradänderung $\Delta\eta$ ein. Setzt man die Eintrittstemperatur T_E als konstant voraus, so ändert sich während des Betriebes lediglich die Austrittstemperatur T_A und zwar in Abhängigkeit von der Belastung des Verdichters. Diese bezogene Änderung der Austrittstemperatur variiert aber bei korrekter Temperaturmessung in den einzelnen Teillastbereichen lediglich in einer Größenordnung von 1%. Aus diesem Grunde wirkt sich die Änderung der Konstanten K_5 in Abhängigkeit von der Belastung nicht negativ aus. Der absolute Fehler liegt lediglich bei maximal 0,3%, wenn man die größtmögliche Abweichung des Faktors K_5 von seinem Mittelwert berücksichtigt. Sehr wohl wirken sich aber fehlerhafte Temperaturmessungen negativ auf das Diagnoseergebnis aus, da die Konstante K_5 aufgrund ihrer Größe diese Temperaturänderungen überproportional stark gewichtet. Fehlerhafte Temperaturmessungen können bei instationären Betriebszuständen auftreten. Es ist daher bei der Zustandsdiagnose zwingend darauf zu achten, dass nach Laständerungen sämtliche Einschwingvorgänge abgeklungen sind (siehe Kapitel 3.4).

Die Größe K_4 als zweite wesentliche Einflussgröße gewichtet zusammen mit einem Faktor auf der Basis der normierten Kennfeldsteigung ρ_η die bezogenen Druckänderungen am Ein- und Austritt des Verdichters für beide Diagnosegrößen. Setzt man auch hier den Eintrittsdruck als konstant voraus und betrachtet lediglich die belastungsabhängigen Änderungen des Austrittsdrucks p_A , so liegen diese in einer Größenordnung von 4%. Diese Änderungen sind

im Falle der Diagnosegröße $\Delta \dot{m}$ mit der normierten Kennfeldsteigung ρ_{η} zu multiplizieren. Diese liegt in einer Größenordnung von 0,5. Es ergibt sich bei Berücksichtigung der größtmöglichen Abweichung von einem mittleren K_4 ein absoluter Fehler im Diagnoseergebnis von $\Delta \dot{m}$, der bei maximal 0,05% liegt. Der Fehler im Diagnoseergebnis von $\Delta \eta$ beträgt ebenfalls nur maximal 0,05%, da zusätzlich noch der Faktor $(\rho_{\eta}-1)$ zu berücksichtigen ist. Diese Fehler unterschreiten deutlich die Genauigkeit der verwendeten Messtechnik und sind damit vernachlässigbar.

4.2.2 Verdichterdiagnose mit einer Diagnosematrix und einem Referenzpunkt

Im folgenden wird zunächst die Zustandsdiagnose mit einer Diagnosematrix und einem Referenzpunkt für den gesamten Lastbereich durchgeführt. In der Abb. 4.4 ist hierzu das Diagnoseergebnis für die Diagnosegröße $\Delta \eta$ dargestellt.

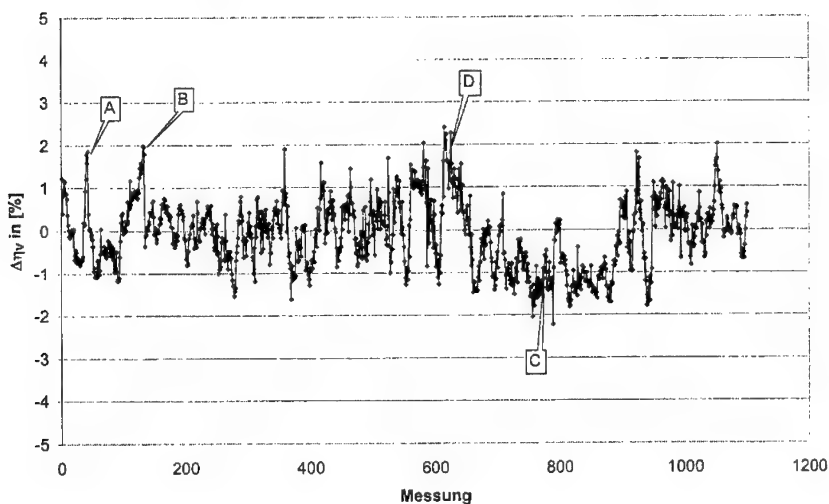


Abb. 4.4: Wirkungsgrad des Axialverdichters (1 Matrix, 1 Referenzpunkt).

Es ist zu erkennen, dass der Wirkungsgrad des Verdichters in einem Bereich von $\pm 2\%$ schwankt. Diese Schwankungen resultieren zum einen aus den unterschiedlichen Belastungszuständen, zum anderen aus den unterschiedlichen Eintrittsbedingungen aufgrund der Anti-Icing-Regelung. Durch die Regeltätigkeit des Anti-Icing-Systems schwankt die Eintrittstemperatur T_E in den Verdichter sehr stark, was sich durch die überproportional starke

Gewichtung der Temperaturänderung durch den Faktor K_5 im Diagnoseergebnis niederschlägt.

Betrachtet man zunächst den Einfluss der unterschiedlichen Belastungszustände, so sollen beispielhaft einige Abschnitte diskutiert werden. Man erkennt im Bereich A einen starken Ausreißer in der Diagnosegröße $\Delta\eta$. Hier steigt die Umfangsmachzahl von $M_u=0,75$ auf $M_u=0,81$ an, um nach wenigen Stunden wieder auf den Ausgangswert abzusinken. Hier ist also nur eine scheinbare Wirkungsgradverbesserung diagnostiziert worden, die ihre Begründung in der Beschleunigung der Maschine findet. Gleiches gilt für die Wirkungsgradverbesserung im Bereich B. Hier wird die Maschine über mehrere Stunden langsam vom $M_u=0,76$ auf $M_u=0,82$ beschleunigt, um anschließend wieder herunter gefahren zu werden (steile rechte Flanke). Diese Wirkungsgradverbesserung ist wiederum nur scheinbar, da sie sich auf die beschriebene Belastungsänderung zurückführen lässt.

In dem Zeitraum C wird eine Wirkungsgradverschlechterung diagnostiziert, die dem Betreiber signalisieren müsste, dass eine Beschädigung oder Verschmutzung der Verdichterschaufeln, oder ein geöffnetes Abblaseventil vorliegt. In diesem Zeitraum wurde die Maschine aber in einem deutlich niedrigeren Belastungsniveau mit $M_u=0,74$ betrieben. Dieses äußert sich bei der Zustandsdiagnose mit einer Matrix und einem einzigen Referenzpunkt in einer scheinbaren Abnahme des Wirkungsgrades. Die übrigen Schwankungen in der Diagnosegröße lassen sich ebenfalls auf Belastungsänderungen, aber auch auf den Einfluss des Anti-Icing-Systems zurückführen. Insbesondere in dem Bereich D regelt das Anti-Icing-System in einem großen Bereich. Das entsprechende Regelventil war in diesem Zeitraum zum Teil geschlossen und zum Zeitpunkt der nächsten Messung vollständig geöffnet. Diese Regelung wirkt sich auf die Temperatur vor dem Verdichter in der Weise aus, dass diese nicht auf den Sollwert $+5^\circ\text{C}$ eingestellt wird, sondern dass sie durch Zugabe von warmer Anti-Icing-Luft kurzzeitig auf bis zu $+12^\circ\text{C}$ ansteigt. Die Temperatursensoren sind nicht in der Lage, dieser dynamischen Regelung zu folgen und die korrekten Temperaturen am Eintritt des Verdichters zu messen (siehe Kapitel 3.4). Bei den Temperatursensoren handelt es sich um Widerstandsthermometer Pt 100, die in ein Schutzrohr eingebaut sind. Dieses System hat gemäß Profos u. a. (1994) eine Ansprechzeit von ca. 12 min. bis 95% des wahren Wertes angezeigt werden. Die gemessene Temperatur am Verdichtereintritt entspricht somit nicht dem momentanen Betriebszustand, was sich über die starke Gewichtung mit dem Faktor K_5 negativ auf das Diagnoseergebnis auswirkt. Dieses zeigt, dass die installierte Betriebsmesstechnik nicht in der Lage ist, schnelle Temperaturänderungen, die durch das Anti-Icing-System hervorgerufen

werden, zu erfassen. Einem Einsatz anderer Temperatursensoren, die eine geringere Ansprechzeit aufweisen, stand die Forderung des Betreibers der untersuchten Anlage entgegen, möglichst wenig Kosten zu verursachen (siehe Kapitel 3.2).

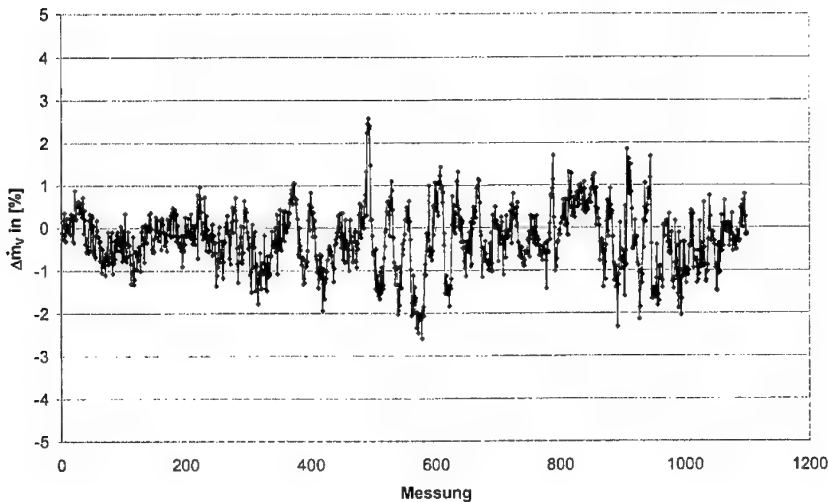


Abb. 4.5: Massendurchsatz des Axialverdichters (1 Matrix, 1 Referenzpunkt).

Die zweite Diagnosegröße für die Beurteilung des Verdichters ist die relative Massenstromänderung Δm_v . Auch hier ist zunächst das Ergebnis für eine Diagnosematrix und einen Referenzpunkt aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass die Diagnosegröße Δm ebenfalls in einem Bereich von $\pm 2,0\%$ schwankt. Die Lastabhängigkeit, die zu Anfang des betrachteten Zeitraums in dem Diagnoseergebnis des Wirkungsgrades deutlich ausgeprägt war, ist beim Durchsatz nicht zu erkennen. Ansonsten sind aber zahlreiche größere Schwankungen zu erkennen, die auf veränderte Belastungsbedingungen zurückzuführen sind.

4.2.3 Verdichterdiagnose mit einer Diagnosematrix und belastungsabhängigen Referenzpunkten

Wendet man nun in einem zweiten Schritt das im Kapitel 2.4 beschriebene Verfahren zur Zustandsdiagnose mit einer Matrix und zehn belastungsabhängigen Referenzpunkten an, so ergibt sich für die Änderung des Verdichterwirkungsgrades das in Abb. 4.6 dargestellte Ergebnis.

Das Diagnoseergebnis streut hier mit $\pm 0,53\%$ um den Mittelwert von $-0,01\%$. Eine Verschlechterung im Verdichterwirkungsgrad kann damit ausgeschlossen werden. Es ist deutlich zu erkennen, dass die zuvor diskutierten Punkte A bis C aufgrund geänderter Belastungen herausgerechnet werden können. Das formulierte Ziel einer vereinfachten Zustandsdiagnose über weite Lastbereiche ist damit für diese Diagnosegröße $\Delta\eta$ erreicht.

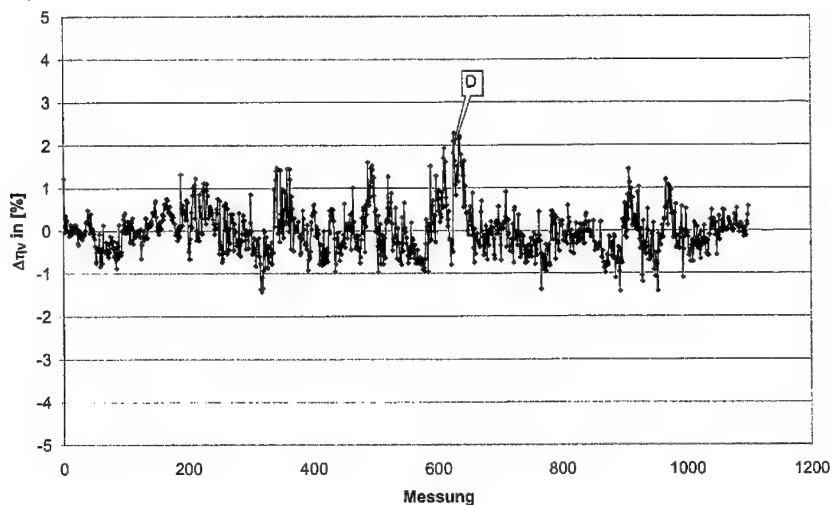


Abb. 4.6: Wirkungsgrad des Axialverdichters (1 Matrix, belastungsabhängiger Referenzpunkt).

Die verbleibenden Schwankungen in der Diagnosegröße sind auf den großen Einfluss der Temperaturmessung am Eintritt des Verdichters, die wiederum maßgeblich durch das Anti-Icing-System beeinflusst wird, zurückzuführen. Insbesondere der Punkt D konnte aus den angegebenen Gründen nicht herausgerechnet werden.

Betrachtet man in einem zweiten Schritt jetzt für den gleichen Zeitraum die Änderung des Durchsatzes und führt die Diagnose mit einer Diagnosematrix, aber zehn belastungsabhängigen Referenzpunkten durch, so ergibt sich das in Abb. 4.7 dargestellte Ergebnis.

Es ist zu erkennen, dass die Diagnosegröße bei diesem Verfahren mit einer Streuung von $\pm 0,56\%$ um den Mittelwert von $-0,35\%$ Abweichung streut. Die negative Ablage der Diagnosegröße $\Delta\eta$ deutet auf eine geringfügige Abnahme des Durchsatzes hin. In dem

betrachteten Zeitraum ist allerdings kein Trend zu erkennen, der eine weitere Verschlechterung des Zustandes anzeigt. Darüber hinaus liegt der Mittelwert noch innerhalb der Streuung dieser Diagnosegröße. Eine eindeutige Aussage hinsichtlich eines Fehlers an dem Verdichter sollte daher unterbleiben.

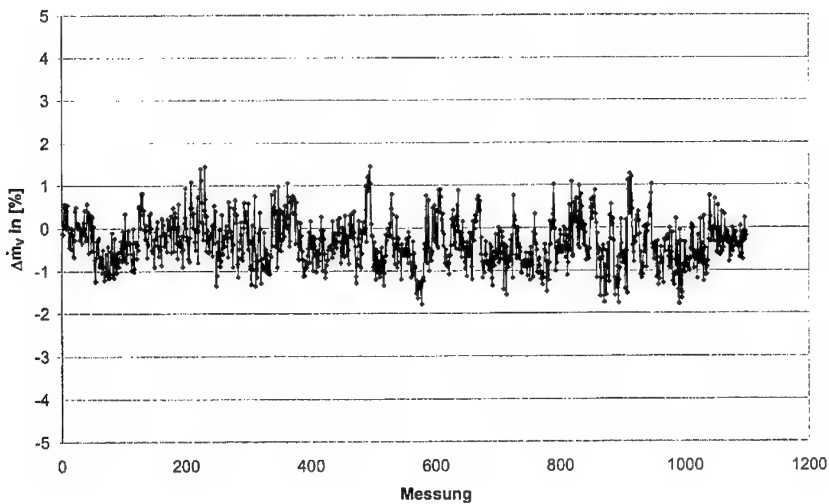


Abb. 4.7: Massendurchsatz des Axialverdichters (1 Matrix, belastungsabhängiger Referenzpunkt).

Die noch vorhandenen Schwankungen in der Diagnosegröße liegen in den Streuungen der zahlreichen Einflussgrößen begründet. Diese Streuungen setzen sich über die Fehlerfortpflanzung in der Diagnosegröße Δm fort. Der für den Wirkungsgrad ausschlaggebende Einfluss der Messung der Eintrittstemperatur aufgrund des aktivierten Anti-Icing-Systems gilt nicht für die Diagnose des Durchsatzes, da diese Größe nur über den Belastungsparameter ΔM_u Eingang in diese Diagnosegröße findet (siehe Gl. (2.48)).

Die größeren Schwankungen in der Diagnosegröße $\Delta \eta$ liegen darin begründet, dass der Gewichtungsfaktor K_5 für die Temperaturmessung am Verdichtereintritt T_E in einer Größenordnung von 2,5 liegt. Die beschriebenen Fehler in der Temperaturmessung aufgrund des Anti-Icing-Betriebes wirken sich dadurch überproportional stark aus.

In dem Untersuchungszeitraum ist eine eindeutige Veränderung im Zustand des Axialverdichters nicht feststellbar gewesen. Eine Verschlechterung würde sich in einer

Abnahme des Wirkungsgrades bzw. einer negativen Diagnosegröße $\Delta\eta_v$ und in einer Abnahme des Massendurchsatzes bzw. einer entsprechenden negativen Ablage der Diagnosegröße $\Delta\dot{m}$ äußern. Die diskutierte negative Ablage der Diagnosegröße $\Delta\dot{m}$ lässt aufgrund der Größe noch keinen eindeutigen Schluss hinsichtlich eines möglichen Fehlers zu (siehe S. 58).

Eine Ursache für die Verschlechterung des Verdichterzustands könnte eine Verschmutzung der Verdichterschaufeln durch Ablagerungen sein oder eine Beschädigung von Verdichterschaufeln durch angesaugte Feststoffe. Berghaus (1996) hat den Einfluss von Schaufelverschmutzungen und als Gegenmaßnahme On-Line-Verdichterwäschen im laufenden Betrieb auf das Ergebnis beider Diagnosegrößen $\Delta\eta$ und $\Delta\dot{m}$ untersucht. Das verallgemeinerte zentrale Ergebnis ist für beide Diagnosegrößen in der Abb. 4.8 dargestellt.

Die Diagnosegrößen nehmen aufgrund der Verschmutzung der Schaufeloberflächen in einem relativ kurzem Zeitraum stark ab (Δt_1). Im darauffolgenden Zeitraum Δt_2 nimmt die Verschmutzung der Schaufeloberflächen nur noch langsam zu. Wird eine On-Line-Verdichterwäsche während des Betriebs durchgeführt, so steigt die Diagnosegröße wieder an, ohne aber den ursprünglichen Wert wieder anzunehmen. Aus diesem Grunde ist es erforderlich, den dauerhaften Verschlechterungen des Verdichterzustandes, deren zeitlicher Verlauf durch die Gerade C angezeigt wird, durch Off-Line-Wäschen bei abgeschalteter Anlage zu begegnen.

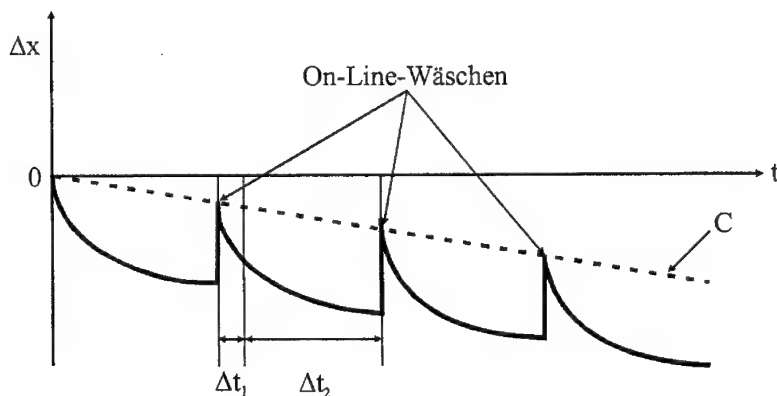


Abb. 4.8: Auswirkungen von On-Line-Verdichterwäschen auf die Diagnosegrößen (Berghaus, 1996).

Bei der von Berghaus (1996) untersuchten Anlage handelte es sich um eine Einwellen-Gasturbine zur Stromerzeugung, welche in einem Seehafengebiet mit starker Industrieansiedlung aufgestellt ist. Da die Anlage nicht über ein Ansaugfiltersystem verfügt, konnten sich Luftverunreinigungen in Form von Industrieabgasen und Seewassertröpfchen auf der Verdichterbeschaufelung absetzen und so zu den negativen Veränderungen der Diagnosegrößen führen.

Bei der in dieser Arbeit untersuchten Anlage handelt es sich aber um eine Maschine, die durch ein zweistufiges Ansaugfiltersystem geschützt ist und die sich in einer ländlichen Umgebung befindet. Zusätzlich werden zweimal wöchentlich On-Line-Wäschen während des Betriebes durchgeführt. Der Aufstellungsort in Verbindung mit dem Filtersystem und den regelmäßig durchgeführten Verdichterwäschen sorgt somit in ausreichender Art und Weise dafür, dass auf Off-Line-Verdichterwäschen verzichtet werden kann. Eine eindeutig nachweisbare, bleibende Verschmutzung der Verdichterbeschaufelung trat nämlich in dem Untersuchungszeitraum nicht ein.

4.3 Rekuperatordiagnose

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Zustandsdiagnose der beiden parallel geschalteten Rekuperatoren (A und B) vorgestellt. Für das Verständnis der Diskussion ist in der Abb. 4.9 die Skizze einer der beiden Rekuperatoren dargestellt.

Die Apparate mit einer Masse von jeweils ca. 36 t sind auf vier Füßen (Nr. 1) auf einer Tragkonstruktion montiert. Die angesaugte Luft tritt von dem Verdichter kommend oben in den Apparat ein und strömt in dem Bereich zwischen den Rohren und dem Rekuperatormantel nach unten. Das heiße Rauchgas strömt im Gegenstrom durch die Rohre von unten nach oben und erwärmt dabei die Prozessluft bevor diese zur Brennkammer geleitet wird. Das Abgas entweicht nach dem Durchströmen der Rohre über einen Schalldämpfer in die Umgebung. Um die Druckverluste in den Rekuperatoren zu minimieren, wurde auf den Einbau von Umlenksegmenten verzichtet, die die Luft aus der Axialrichtung in die zu den Rohren senkrechte Richtung führen. Es handelt sich somit um einen reinen Gegenstrom-Wärmeübertrager.

Die Rohre sind in die beiden Rohrböden fest eingeschweißt, die wiederum direkt mit dem Rekuperatormantel verbunden sind. Hierdurch sind keine Dichtflächen zwischen einem gleitenden Rohrboden und dem Rekuperatormantel zu berücksichtigen, die einem Verschleiß

unterliegen könnten. Um die unterschiedlichen Wärmedehnungen der Rohre sowie des Mantels aber ausgleichen zu können, ist in den Rekuperatormantel ein Wellenkompensator (Nr. 2) montiert.

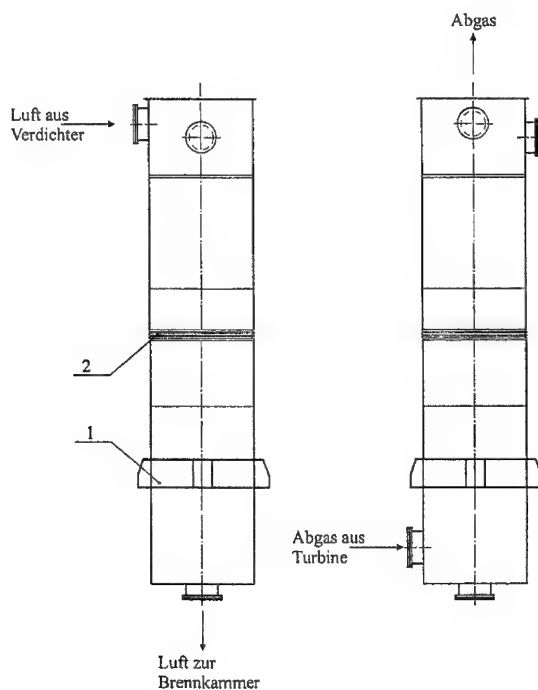


Abb. 4.9: Rekuperator der Verdichterstation Sayda.

Die Ergebnisse für die drei eingeführten Diagnosegrößen $\Delta\eta$, $\Delta\eta_{in}$ und ΔNTU werden im folgenden diskutiert. Die Messungen zur Beurteilung des aktuellen Zustandes der beiden Rekuperatoren wurde im März 2000 durchgeführt. Die notwendigen Referenzmessungen wurden im Sommer 1999 aufgezeichnet, wobei zu dem Zeitpunkt die Luftmengenmessung am Eintritt der Gasturbine noch nicht installiert war. Aus diesem Grunde können mit Hilfe dieser Referenzwerte lediglich die Zustandsgrößen für die Änderung des Wirkungsgrades und die Beurteilung einer Leckage untersucht werden. Um aber auch eine Aussage hinsichtlich einer möglicherweise eingetretenen Verschmutzung treffen zu können, wurden in einem weiteren Untersuchungsschritt die Messungen aus dem März 2000, bei denen die Mengenmessung bereits aktiviert war, als Referenzzustand festgelegt und auf Messergebnisse aus dem Juni 2000 angewendet.

Im vorletzten Abschnitt dieses Kapitels wird der Einfluss des Anti-Icing-Systems auf die Zustandsdiagnose der Wärmeträger untersucht. Das Diagnoseergebnis wird abschließend im Abschnitt 4.3.5 anhand von weiteren Messungen diskutiert und damit bestätigt.

4.3.1 Wirkungsgrad

In der Abb. 4.10 ist das Diagnoseergebnis für die Veränderung des Wirkungsgrades $\Delta\eta$ beider Rekuperatoren für einen Zeitraum von ca. drei Tagen im März 2000 gegenüber dem festgelegten Referenzzustand dargestellt. Dieser Zeitraum wurde ausgewählt, da das Anti-Icing-System nach Inbetriebnahme des Diagnosesystems zum ersten Mal über einen längeren Zeitraum nicht aktiv war. Die Maschine wurde in dem Untersuchungszeitraum nahezu über den gesamten Lastbereich hinweg betrieben. Die Umfangsmachzahl am Verdichtereintritt, die auch hier als Belastungsparameter herangezogen wird, wurde in dem Bereich zwischen $M_u=0,71$ und $M_u=0,82$ verändert.

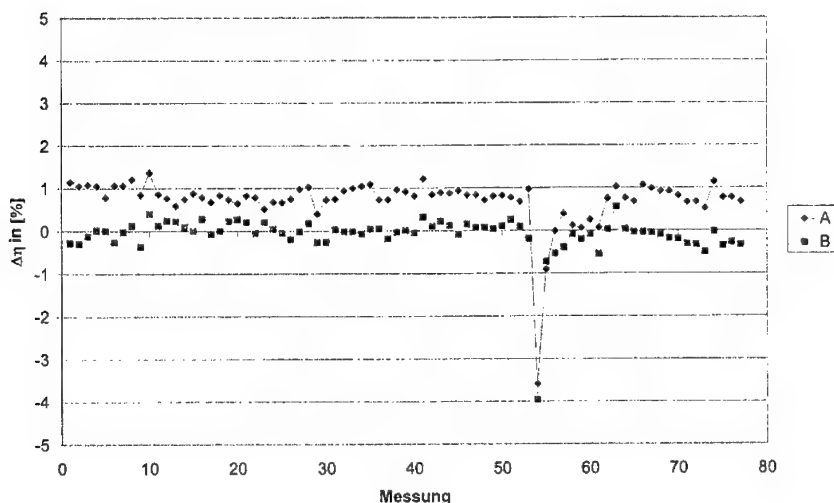


Abb. 4.10: Wirkungsgradveränderung.

Im Bereich der 54. Messung nach Messbeginn wurde ein großer Lastwechsel durchgeführt, der sich deutlich im Diagnoseergebnis widerspiegelt. Es handelte sich hierbei um eine Leistungserhöhung der Anlage, die sich in einer negativen Ablage des Wirkungsgrades äußert. Diese negative Ablage der Diagnosegröße stellt aber keine wirkliche Wirkungsgradverschlechterung dar, sondern ist darauf zurückzuführen, dass sich die Anlage

nach diesem Lastwechsel noch nicht wieder in einem Beharrungszustand befindet, wozu nämlich, wie sich gezeigt hat, mehrere Stunden notwendig sind. Dieses liegt in der Trägheit der Rekuperatoren aufgrund ihrer großen Masse begründet, da sich die gesamte Rekuperatormasse auf das neue Temperaturniveau einzustellen hat. Trotz der Probleme durch einen Lastwechsel zeigt sich aber, dass die Diagnosegröße $\Delta\eta$ in stationären Betriebszuständen lastunabhängig ist.

Lässt man den instationären Zustand nach dem Lastwechsel außer acht und konzentriert sich auf den stationären Betrieb, so ist folgendes zu erkennen: Der Wirkungsgrad des Rekuperators A hat sich im Vergleich zu dem Referenzzustand im Durchschnitt um ca. 0,86% erhöht und der des Rekuperators B hat sich mit einer Ablage von ca. +0,03% im Grunde nicht verändert. Die Diagnosegrößen streuen mit $\pm 0,18\%$ um diese Mittelwerte. Hieraus folgt also, dass sich der Wirkungsgrad des Rekuperators A im Betrieb verbessert hat. Eine tatsächliche Verbesserung des Wirkungsgrades des Rekuperators A ist allerdings mit Sicherheit auszuschließen, da in der Zwischenzeit keinerlei wirkungsgradverbessernde Maßnahmen an den Rekuperatoren durchgeführt wurden. Ebenso erscheinen mögliche Verschmutzungen der wärmeübertragenden Flächen, die zu einer Zunahme der Turbulenz und damit zu einer Verbesserung des Wärmeübergangs führen könnten, wenig wahrscheinlich. Würde man diese Ursache in Betracht ziehen, so müsste sich ebenfalls eine Wirkungsgradverbesserung in dem parallel geschalteten Rekuperator B diagnostizieren lassen. Die diagnostizierte scheinbare Wirkungsgradverbesserung des Rekuperators A muss somit andere Ursachen haben.

Die Begründung hierfür ist in der Definition des Wirkungsgrades (siehe Gl. (2.11)) zu suchen. Durch das Herauskürzen des Verhältnisses der Wärmekapazitätsströme, welches im leakagefreien Fall problemlos möglich ist, wurde die Wirkungsgradbestimmung auf eine reine Temperaturbetrachtung reduziert. Die Änderungen der Wärmekapazitätsströme aufgrund einer möglichen Leckage können aber bei der Berechnung der Wirkungsgradänderung nicht berücksichtigt werden, da über die Existenz und Größe einer Leckage noch kein Nachweis vorliegt. Darüber hinaus entsprechen die gemessenen Temperaturen im Falle einer Leckage nicht den Temperaturen, die für die Wärmeübertragung innerhalb des Apparates ursächlich sind. Somit kann es rein rechnerisch zu einer Wirkungsgradverbesserung kommen, obwohl ein wirkungsgradreduzierender Fehler an der betrachteten Komponente vorliegt. Die einfache Berechnung eines Wirkungsgrades bzw. dessen Änderung, wie es häufig in der betrieblichen Praxis durchgeführt wird, führt demnach bei der Zustandsdiagnose von Wärmeübertragern nicht zu einem befriedigenden Diagnoseergebnis. Aus diesem Grunde und um eine eindeutige

Aussage hinsichtlich der Fehlerursache machen zu können, werden im Folgenden die Ergebnisse der beiden eingeführten Diagnosegrößen $\Delta \dot{m}$ und ΔNTU für die Rekuperatoren der Verdichterstation Sayda diskutiert.

4.3.2 Leakage

In einem zweiten Schritt wird jetzt die Untersuchung hinsichtlich einer möglichen Leakage innerhalb der Rekuperatoren durchgeführt. Hiermit soll zum einen eine gezielte Instandhaltungsplanung ermöglicht werden, zum anderen der Nachweis erbracht werden, dass die im Abschnitt 4.3.1 diagnostizierte scheinbare Verbesserung des Wirkungsgrades des Rekuperators A auf Leckagen innerhalb des Apparates zurückzuführen ist.

Die eingeführte Diagnosegröße $\Delta \dot{m}$ ist in der Abb. 4.11 ebenfalls für den dreitägigen Zeitraum im März 2000 dargestellt. Der angesprochene Lastwechsel ist auch in diesem Diagnoseergebnis deutlich zu erkennen, ebenso die Tatsache, dass auch diese Diagnosegröße lastunabhängig ist.

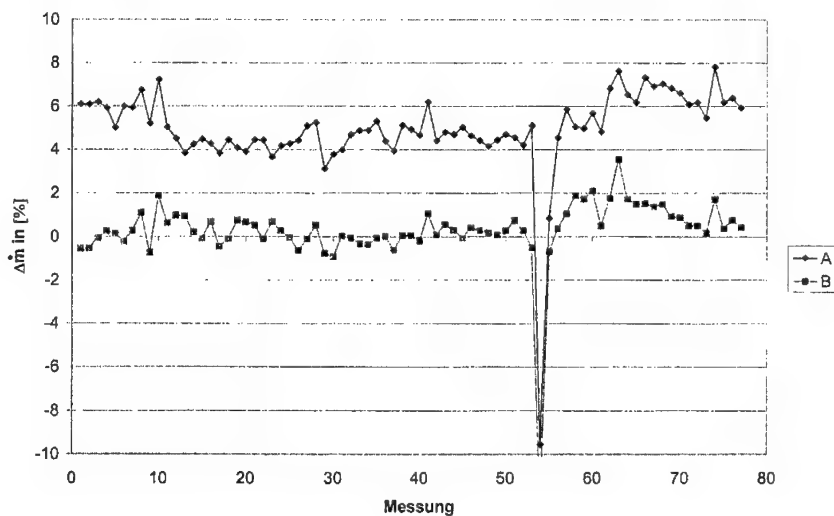


Abb. 4.11: Normierter Leckagemassenstrom.

Beschränkt man sich auch hier wieder auf die stationären Zustände, so ergibt sich für den Rekuperator A ein durchschnittlicher Leckagemassenstrom von ca. 4,50% des Massenstroms auf der Luftseite. Für den Rekuperator B wird eine Ablage der Diagnosegröße von ca. 0,13%

diagnostiziert, was darauf hindeutet, dass der Rekuperator B keine Leckage aufweist. Die Streuungen dieser Diagnosegrößen liegen bei $\pm 0,54\%$ für den Rekuperator A und bei $\pm 0,48\%$ für den Rekuperator B.

Für den Rekuperator B war zuvor keine Veränderung in dem Wirkungsgrad diagnostiziert worden, und auch die Untersuchung der Diagnosegröße $\Delta\eta$ ergab keinen Hinweis auf eine möglicherweise eingetretene Leckage seit der Aufzeichnung des Referenzzustandes im Sommer 1999.

Für den Rekuperator A hingegen wird über die Auswertung der Diagnosegröße $\Delta\eta$ eindeutig eine zwischenzeitlich eingetretene Leckage diagnostiziert. Diese Leckage zeigt sich ebenso deutlich in dem Diagnoseergebnis für die Veränderung des Wirkungsgrades $\Delta\eta$, dort allerdings in einer scheinbaren Wirkungsgradverbesserung. Die zuvor festgestellte Veränderung in dem Wirkungsgrad des Rekuperators A lässt sich somit auf die diagnostizierte Leckage zurückführen. Es zeigt sich aber auch, dass die eindeutig festgestellte Leckage an dem Rekuperator eine Wirkungsgradverbesserung verursacht, die wenig wahrscheinlich ist.

Es kann somit festgehalten werden, dass eine Beurteilung der Zustandsgröße $\Delta\eta$ in der vorgestellten Form lediglich dazu herangezogen werden kann, um grundsätzlich eine Veränderung im Zustand der Wärmeübertrager zu diagnostizieren, wobei es sich in der Regel um eine Verschlechterung handeln wird. Für eine gezielte Instandhaltungsplanung ist es daher zwingend notwendig, die beiden weiteren Diagnosegrößen $\Delta\eta$ und ΔNTU auszuwerten.

4.3.3 Verschmutzung

Für die Beurteilung einer Verschmutzung ist die genaue Kenntnis der Fluidmassenströme vor und nach dem Rekuperator eine notwendige Voraussetzung. Bei der Aufzeichnung der Referenzwerte im Sommer 1999 war die Messstelle zur Bestimmung der angesaugten Luftmenge aber noch nicht installiert, so dass eine Auswertung der zuvor diskutierten Messreihe aus dem März 2000 im Hinblick auf eine mögliche Verschmutzung nicht möglich ist. Aus diesem Grunde wird nun der Zustand aus dem März 2000, bei dem die Mengenmessung bereits vorlag, als Referenzzustand festgelegt. Beurteilt werden soll mit diesem neu festgelegten Referenzzustand der aktuelle Zustand im Juni 2000.

Darüber hinaus ergibt sich bei der im praktischen Einsatz untersuchten Anlage ein weiteres Problem: Der gesamte Wärmeübertrager zur Vorwärmung der Prozessluft besteht aus den zwei parallel geschalteten Rekuperatoren (siehe Abb. 3.1). Zur Messung der angesaugten Luftmenge steht aber nur eine Messstelle zur Verfügung, die sich im Ansaugschacht vor dem Verdichter (Ebene 1) befindet. Nach dem Verdichter wird die Prozessluft aber in zwei Fluten auf die beiden Rekuperatoren aufgeteilt, wobei nicht davon auszugehen ist, dass sich die Teilmassenströme genau im gleichen Verhältnis aufteilen. Gleiches gilt für den Rauchgasmassenstrom, welcher sich nach der Turbine ebenfalls auf zwei Fluten aufteilt. Es ist daher mit der installierten Messtechnik nicht möglich, die jeweiligen Massenströme bzw. deren Änderungen in den beiden parallel geschalteten Rekuperatoren zu bestimmen. Zur Herausrechnung der diagnostizierten Leckage, um dann in einem weiteren Schritt die Diagnosegröße ΔNTU beurteilen zu können, werden aber die genauen Massenströme in den jeweiligen Fluten der beiden Rekuperatoren benötigt. Um aber trotz dieser messtechnischen Einschränkung eine Beurteilung hinsichtlich einer möglichen Verschmutzung der wärmeübertragenden Flächen durchführen zu können, werden im folgenden die beiden parallel geschalteten Rekuperatoren als eine Einheit betrachtet. Bei dieser Betrachtungsweise liegt jeweils nur eine Flut auf der Luft- und Rauchgasseite vor, und die installierte Messtechnik erlaubt die Bestimmung der benötigten Massenströme in diesen Fluten. Die Ergebnisse der Temperaturmessungen in den parallel zueinander liegenden Fluten werden dabei gemittelt und als ein Messwert für den gesamten Wärmeübertrager verwendet.

Es werden zunächst die beiden zuvor besprochenen Diagnosegrößen $\Delta \eta$ und $\Delta \dot{m}$ für den nun als Einheit betrachteten Wärmeübertrager diskutiert. In der Abb. 4.12 ist hierzu das Diagnoseergebnis für die Änderung des Wirkungsgrades $\Delta \eta$ zusammen mit dem normierten Leckagemassenstrom $\Delta \dot{m}$ für den Zeitraum von ca. einer Woche im Juni 2000 aufgetragen. Als Referenz wurde der Zustand aus dem März 2000 herangezogen, der zuvor bereits für die getrennte Betrachtung der Rekuperatoren den zu diskutierenden Zustand beschrieb.

Es ist zu erkennen, dass sich der Wirkungsgrad des als Einheit betrachteten Rekuperators um ca. 0,49% erhöht hat und eine Leckagemenge von 0,40% der angesaugten Luftmenge diagnostiziert wird. Auch hier liegen die Streuungen der beiden Diagnosegrößen $\Delta \eta$ und $\Delta \dot{m}$ in den zuvor angegebenen Bereichen für die getrennte Betrachtung der beiden Rekuperatoren. Es bleibt also festzuhalten, dass eine geringfügige Zunahme der Leckage in dem Zeitraum März bis Juni 2000 diagnostiziert wurde. Eine getrennte Untersuchung der beiden Rekuperatoren ergab, dass diese Leckage in dem zuvor leckagefreien Rekuperator B

aufgetreten ist (Höben-Störmer und Fiedler, 2000b). Auch in diesem Ergebnis zeigt sich wiederum, dass die eindeutig festgestellte Leckage eine scheinbare Wirkungsgraderhöhung verursacht.

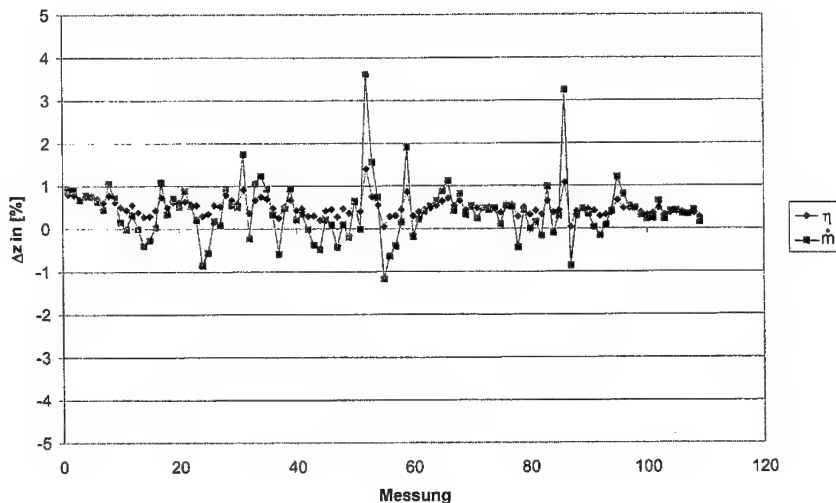


Abb. 4.12: Diagnoseergebnis des als Einheit betrachteten Wärmeübertragers.

In dem theoretischen Teil dieser Arbeit wurde bereits darauf hingewiesen, dass im Falle einer Leckage die gemessenen Temperaturen auf der Rauchgasseite nicht mehr den für den Wärmeübergang maßgeblichen Temperaturen entsprechen. Je nach dem Ort der Leckage sind nämlich die Rauchgaseintrittstemperatur, die Rauchgasaustrittstemperatur oder beide nach dem vorgestellten Verfahren zu korrigieren, um dann im Anschluss eine Beurteilung hinsichtlich einer möglichen Verschmutzung durchführen zu können.

In dem ersten Schritt ist daher nun das mögliche Vorliegen der diagnostizierten Leckage an dem warmen Ende des Rekuperators zu überprüfen. Dieses Ende ist der Berechnung leichter zugänglich, da bei der Annahme einer vollständigen Leckage an diesem Ende keine Korrektur der Massenströme zu erfolgen hat. Es ist lediglich die Temperatur am Eintritt des Rauchgasmassenstroms zu korrigieren. Als Ergebnis bleibt hier festzuhalten, dass die berechneten Temperaturen am Eintritt des Rauchgases T_6' gem. Gl. (2.35) mit einer Streuung von lediglich $\pm 0,2\%$ um die gemessenen Werte oszillieren. Eine Leckage am warmen Ende des Wärmeübertragers kann damit ausgeschlossen werden. Die diagnostizierte Leckage des

als Einheit betrachteten Wärmeübertragers ist damit vollständig dem kalten Ende zuzurechnen. Aus diesem Grunde ist lediglich die Temperatur am Austritt des Rauchgases T_7 zu korrigieren. Durch die Anwendung der Gl. (2.40) kann dieses geschehen. Zuvor müssen die Massenströme auf beiden Seiten um die Leckagemenge am kalten Ende des Wärmeübertragers reduziert werden. Die Änderungen der NTU-Werte können dann aus dem Kennfeld allein aufgrund der Änderung der Massenströme gem. Gl. (2.26) berechnet werden. Mit den so ermittelten Werten für die dimensionslosen Übertragungsfähigkeiten kann dann die korrigierte Temperatur T_7' aus der Wärmebilanz des Wärmeübertragers berechnet werden.

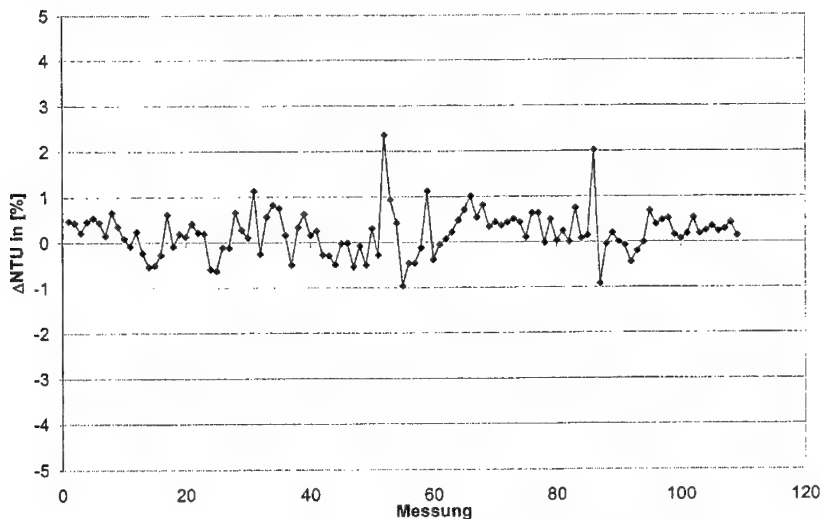


Abb. 4.13: Verschmutzung der wärmeübertragenden Flächen.

In der Abb. 4.13 ist das Ergebnis für die Änderung der dimensionslosen Übertragungsfähigkeit dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Diagnosegröße mit einer Streuung von $\pm 0,50\%$ um den Mittelwert von $0,19\%$ streut. Dieses deutet auf eine geringfügige Verbesserung des Wärmeüberganges und damit eine Erhöhung der übertragenen Wärmemenge hin. Im Rahmen der Messgenauigkeit ist aber davon auszugehen, dass eine tatsächlich eingetretene Verbesserung nicht vorliegt. Das Diagnoseergebnis ist lastunabhängig, sofern sich ein stationärer Betriebszustand eingestellt hat.

Es bleibt also als abschließendes Diagnoseergebnis für die gemeinsame Betrachtung der Rekuperatoren festzuhalten, dass keine eindeutigen Hinweise auf eine zwischenzeitlich eingetretene Verschmutzung des Wärmeübertragers vorliegen. Dieses Ergebnis erscheint auch

realistisch, da die Gasturbinenanlage über eine sehr wirkungsvolle Filteranlage verfügt und mit dem geförderten Erdgas als Brennstoff betrieben wird, dessen Rauchgas nur wenig verschmutzend wirkt. Dass die diagnostizierte Leckage am kalten Ende auftritt, lässt sich ebenfalls leicht nachvollziehen. Während des Anfahrvorgangs der Gasturbine wird der Mantelraum mit der verdichteten Prozessluft durchbeaufschlagt und dehnt sich dementsprechend über den Wellenkompensator aus. Durch diese Ausdehnung werden die Schweißnähte, mit denen die Rohre in den Rohrböden befestigt sind stark belastet. Die Schweißnähte im unteren Rohrboden werden dabei weniger stark belastet, da die Masse der Rohre zusätzlich auf diesen Verbindungen ruht und sie damit sichert. Besonders stark ist diese Belastung aber im Bereich des oberen Rohrbodens, am kalten Ende des Rekuperators, wo letztendlich auch die diagnostizierte Leckage räumlich angesiedelt werden konnte.

4.3.4 Einfluss des Anti-Icing-Systems

Um den Einfluss des Anti-Icing-Systems auf die Zustandsdiagnose der Rekuperatoren zu beschreiben, ist in der Abb. 4.14 das Diagnoseergebnis für die Änderung des Wirkungsgrades des Rekuperators A Anfang Februar 2000 dargestellt. Zusätzlich zu dem Diagnoseergebnis für $\Delta\eta$ ist in der Grafik dargestellt, ob das Anti-Icing-System aktiviert ist ($x=1$) bzw. deaktiviert ist ($x=0$).

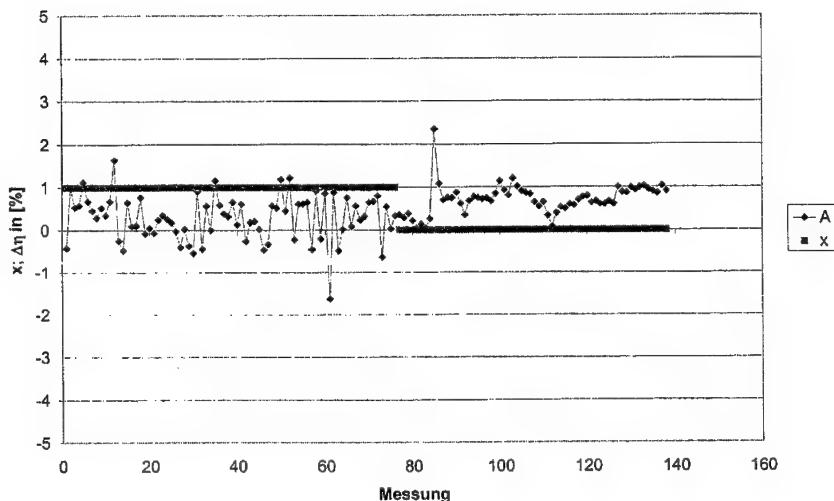


Abb. 4.14: Einfluss des Anti-Icing-Systems auf die Diagnose der Rekuperatoren.

In dem Zeitraum, in dem das Anti-Icing-System deaktiviert ist ($x=0$), ergibt sich das bereits diskutierte Diagnoseergebnis einer leichten Wirkungsgradverbesserung, die auf die diagnostizierte Leckage zurückzuführen ist. Ebenso ist erneut der Einfluss von Laständerungen zu erkennen.

Es ist aber ebenso deutlich zu erkennen, dass in dem Zeitraum, in dem das Anti-Icing-System aktiviert ist ($x=1$), die Diagnosegröße eine deutliche größere Streuung aufweist und der Mittelwert geringer ist, als in den Phasen, in denen das Anti-Icing-System deaktiviert ist. Dieses macht deutlich, dass sich die Rekuperatoren während des Anti-Icing-Betriebes dauerhaft in einem instationären Zustand befinden, da durch das Entnehmen von verdichteter und vorgewärmter Luft aus dem Prozess ständig die Brennstoffmenge angepasst werden muss, was wiederum die Temperaturen auf der Rauchgasseite beeinflusst. Ein ebensolcher Einfluss zeigt sich auch in der Diagnosegröße $\Delta \dot{m}$.

4.3.5 Bestätigung des Diagnoseergebnisses

Um das Diagnoseergebnis - Vorliegen einer Leckage im Rekuperator A - begründen zu können, wäre es notwendig, den Wärmeübertrager während einer Revision optisch zu inspizieren. Die nächste Revision ist aber erst für das Jahr 2001 geplant. Darüber hinaus ist es fraglich, ob die diagnostizierte Leckage im Stillstand der Anlage überhaupt zu erkennen ist. Es ist nämlich davon auszugehen, dass, sobald die Druck- und Temperaturunterschiede auf der Mantel- und auf der Rohrseite ausgeglichen sind, die Leckagestellen sich wieder geschlossen haben werden. Der obere Rohrboden am kalten Ende des Rekuperators wird dann wieder auf den abgetrennten Rohren aufliegen. Da eine optische Inspektion nicht möglich war und darüber hinaus wenig erfolgversprechend ist, musste eine Bestätigung für das diagnostizierte Ergebnis - Vorliegen einer Leckage - auf einem anderen Wege gefunden werden.

Da die Anlage für kürzere Wartungsarbeiten zeitweise außer Betrieb genommen wird, wurden nach dem Abschalten der Anlage die Messwerte weiter aufgezeichnet. Die Abkühlung der Rekuperatoren kann anhand der Temperaturen an den Messstellen an den Enden der beiden Apparate beobachtet werden. In der Abb. 4.15 sind hierzu jeweils die Messwerte an den korrespondierenden Messstellen in den beiden Fluten im Zeitverlauf dargestellt. Zusätzlich ist die Temperatur im Ansaugkanal T_1 und die Temperatur T_4 nach der Brennkammer in den einzelnen Grafiken zu sehen.

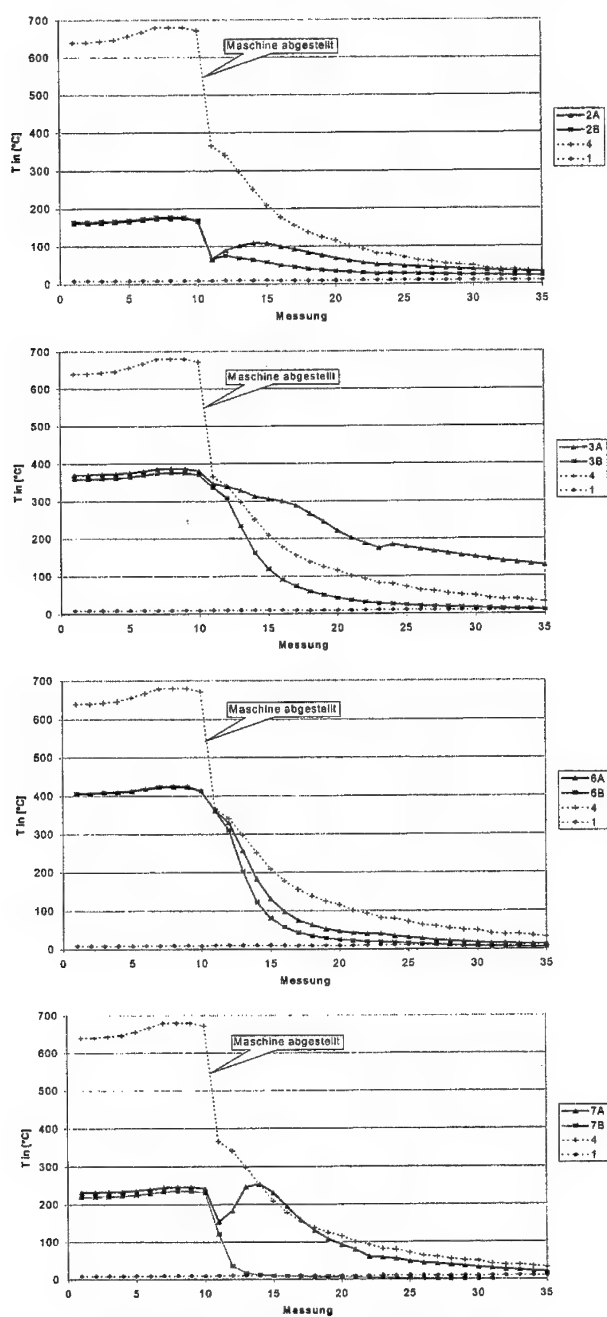


Abb. 4.15: Abkühlung der Rekuperatoren.

Während des Betriebes wird die Anlage in der vorgesehenen Richtung durchströmt. Die Luft wird über den Filter angesaugt, im Axialverdichter komprimiert, dann in den parallel geschalteten beiden Rekuperatoren mit Hilfe der Abgase vorgewärmt, in der Brennkammer weiter erhitzt und über die Turbinen wieder entspannt. Die Verläufe der Temperaturen an den korrespondierenden Messstellen in den beiden Fluten sind während des Betriebes parallel zueinander und ändern sich nur aufgrund von geänderten Betriebsbedingungen (Beschleunigung bzw. Verzögerung). Dieses ist in den ersten zehn Messungen deutlich zu erkennen.

Nach der zehnten Messung wurde die Maschine abgeschaltet und drehte zum Zeitpunkt der elften Messung noch mit einer geringen Drehzahl des Gaserzeugers von ca. 50 U/min. In den darauffolgenden Messungen stand die Maschine vollständig.

Nach dem Abschalten der Anlage würde man aufgrund der Schornsteinwirkung der beiden senkrecht angeordneten Rekuperatoren weiterhin von einer Durchströmung in der betrieblich vorgesehenen Richtung ausgehen. In diesem Falle müssten sich die Temperaturen an den korrespondierenden Stellen in den parallel zueinander liegenden Strömungskanälen in der gleichen Weise wie im Betriebszustand ändern. Anhand der Kurvenverläufe der Temperaturen nach dem Abschalten der Anlage ist aber zu erkennen, daß dieses eindeutig nicht der Fall ist. Solange die Maschine noch dreht, nehmen die Temperaturen an allen Messstellen erwartungsgemäß ab. Nach der elften Messung wird die Maschine jedoch komplett abgebremst und einige korrespondierende Temperaturen verhalten sich nicht in der gleichen Art und Weise.

Besonders auffällig ist die Temperatur an der Messstelle T_{7A} , die nach einer vorangegangenen Abkühlung wieder zunimmt, obwohl die Temperatur an der korrespondierenden Messstelle T_{7B} des parallel geschalteten Rekuperators schon auf 25% des Ausgangswertes abgesunken ist. Die Messstelle T_{7A} ist im Schornstein in der gleichen Position montiert wie die korrespondierende Messstelle T_{7B} und sollte daher ein analoges Abkühlverhalten aufweisen.

Ähnliches gilt für die Temperatur an der Messstelle T_{3A} , die zwar nicht wieder zunimmt, wohl aber ein gänzlich anderes Abkühlverhalten als die Temperatur an der korrespondierenden Messstelle T_{3B} aufweist. Die Temperaturen an den Messstellen T_{2A} und T_{2B} steigen wie die Temperatur an der Messstelle T_{7A} nach dem Stillstand der Gasturbine wieder an, wobei die beiden Temperaturen sich nicht in der gleichen Weise verhalten. Die Temperatur an der Messstelle T_{2A} steigt stärker an.

Es ist daher zu untersuchen, auf welches Phänomen diese unterschiedlichen Verhaltensweisen zurückzuführen sind.

Zur vollständigen Interpretation sind die folgenden zwei Teilfragen im wesentlichen zu diskutieren.

1. Welche Temperaturdifferenz $\Delta T = T_7 - T_{7A}$ ist in der Lage, den Anstieg der Temperatur an der Stelle T_{7A} zu bewirken, (wobei T_7 eine Temperaturmessstelle vom Rekuperator A ist)?
2. Auf welchem Wege gelangt die Wärme zur Messstelle T_{7A} und wie wird daher die Anlage während des Abkühlvorgangs durchströmt?

Für die Beantwortung dieser Fragen sind die Temperaturen an den Messstellen an den Enden des Rekuperators A mit der Temperatur im Ansaugkanal T_1 und der Temperatur nach der Brennkammer T_4 in der Abb. 4.16 dargestellt.

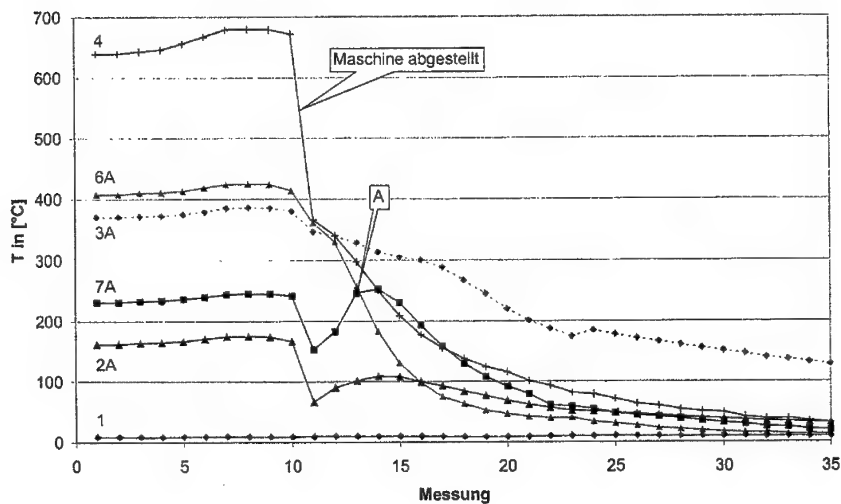


Abb. 4.16: Abkühlung des Rekuperators A.

Zu 1) Zunächst kann ein Wärmestrom aus Richtung T_{6A} für einen Anstieg der Temperatur an der Stelle T_{7A} verantwortlich sein, da die Temperatur an der Stelle T_{6A} größer als an der Stelle T_{7A} ist. Nach der 13. Messung steigt T_{7A} aber noch weiter an, obwohl T_{6A} bereits im Niveau niedriger liegt (Punkt A). Spätestens ab diesem Zeitpunkt scheidet ein Wärmestrom aus Richtung T_{6A} als Ursache des Temperaturanstieges an der Messstelle T_{7A} aus. Eine Erwärmung über den Wärmeaustausch von der Luft- zur Rauchgasseite scheidet ebenfalls aus, da die Temperatur auf der Luftseite T_{2A} niedriger als die gegenüber auf der Rauchgasseite gemessene Temperatur an der Stelle T_{7A} ist. Es verbleibt lediglich ein möglicher Wärmestrom aus Richtung der Messstelle T_{3A} , da die Temperatur an der Stelle T_{3A} dauerhaft ein höheres Niveau als T_{7A} aufweist. Die Wärme muss somit über die Messstelle T_{3A} zur Messstelle T_{7A} transportiert werden. In diesem Ausmaße ist ein Wärmefluss aber nur über eine Leckage innerhalb des Wärmeübertragers A möglich, da die Temperaturdifferenz zwischen den Messstellen T_{2A} und T_{7A} einen Wärmestrom in umgekehrter Richtung signalisiert. Darüber hinaus müsste sich bei einem Wärmestrom in umgekehrter Richtung die Temperatur an der Stelle T_{2A} im leckagefreien Fall stärker erwärmen als die Temperatur an der Stelle T_{7A} .

Zu 2) Wie stellt sich nun der Wärmetransport und damit die Durchströmung des Systems während des Abkühlvorganges ein? Hierzu ist in der Abb. 4.17 die Durchströmung der Gasturbinenanlage dargestellt. Die hellen Pfeile zeigen dabei die Durchströmung während des Abkühlvorganges an. Zusätzlich sind die Temperaturen eingetragen, die zum Zeitpunkt der 14. Messung aufgezeichnet wurden und den Extremzustand während der Abkühlung darstellen.

Durch die Sogwirkung des Schornsteins wird Luft auf der Rauchgasseite des Wärmeübertragers A in der betrieblich vorgesehenen Durchströmungsrichtung transportiert. Durch eine Ejektorwirkung tritt über die Leckagestelle warme Luft von der Luft- zur Rauchgasseite über und bewirkt die Temperaturerhöhung an der Messstelle T_{7A} . Diese warme Luft von der Luftseite wird über die Messstelle T_{3A} entgegen der Strömungsrichtung aus der Brennkammer angesaugt. Die Wärme an der Messstelle T_{3A} kann nur über eine Strömungsumkehr gegenüber dem Betriebsfall aus der Brennkammer stammen, da nur die Brennkammer und das Turbinenmodul aufgrund ihrer Masse eine ausreichende Wärmemenge speichern können.

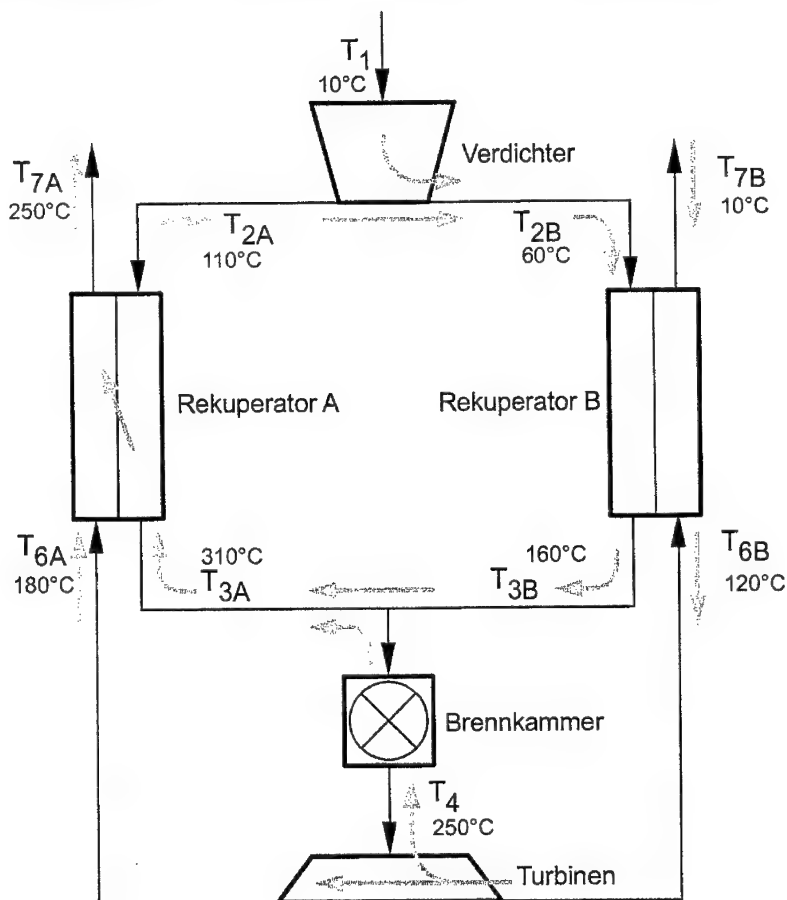


Abb. 4.17: Durchströmung der Gasturbinenanlage während des Abkühlvorgangs.

Die Luft, die der Brennkammer entgegen der normalen Durchströmungsrichtung zugeführt wird, stammt aus dem entgegengesetzt der betrieblichen Strömungsrichtung durchströmten Turbinenmodul. Hierher gelangt die Luft über die Rauchgasseite des Wärmeübertragers B. Ein Teil dieser Luft strömt zur Brennkammer. Ein weiterer Teil dieser Luft heizt sich beim Durchströmen des Turbinenaustrittsgehäuses auf und gelangt auf der betrieblichen Durchströmungsrichtung zur Messstelle T_{6A} . Diese beiden Ströme bilden die Hauptströme während des Abkühlvorgangs.

Ein kleinerer Massenstrom der warmen Luft strömt auf der Luftseite des Wärmeübertragers A an der Leckagestelle vorbei zu dem Druckstutzen des Axialverdichters. Dort kühlt er sich

aufgrund zuströmender Luft aus dem Ansaugschacht leicht ab und strömt über die Luftseite des Wärmeübertragers B zurück zur Temperaturmessstelle T_{3A} .

Der Wärmeübertrager B ist somit während des Abkühlvorgangs zu einem Gleichstromwärmeübertrager geworden. Die Luftseite wird von T_{2B} nach T_{3B} in der betrieblich vorgesehenen Richtung durchströmt und die Rauchgasseite von T_{7B} nach T_{6B} entgegen der vorgesehenen Richtung. Die Temperaturen an den beiden Enden dieses Wärmeübertragers erklären sich aus der gespeicherten Wärme aufgrund der großen Masse des Apparats.

Der Verlauf der Temperaturen T_{2A} und T_{2B} erklärt sich aufgrund der beschriebenen Strömungsumkehr nach dem vollständigen Stillstand der Anlage. Solange die Anlage dreht, wird kühle Umgebungsluft über den Ansaugschacht und den Verdichter zu den Temperaturmessstellen T_{2A} und T_{2B} geleitet. Nach dem vollständigen Abbremsen gelangt sehr warme Luft aus der Brennkammer entgegen der Strömungsrichtung zur Temperaturmessstelle T_{2A} und lässt dort die Temperatur wieder ansteigen. Durch die zuströmende kühle Umgebungsluft im Druckstutzen des Verdichters steigt T_{2B} weniger stark an als T_{2A} .

Die zuvor diagnostizierte Leckage innerhalb des Wärmeübertragers A kann somit eindeutig anhand des Abkühlvorganges nachgewiesen werden.

In analogen Messreihen wurde nach dem Abschalten der Anlage festgestellt, dass sich die gleiche Situation an dem parallel geschalteten Wärmeübertrager B einstellen kann, je nachdem, welche der Sogwirkungen in den beiden Schornsteinen überwiegt. Diese Sogwirkungen scheinen wiederum von den jeweiligen Umgebungsbedingungen zum Abstellzeitpunkt abzuhängen. Derjenige der beiden Rekuperatoren, der als erster in der Lage ist, seine Schornsteinwirkung voll auszubilden, zeigt die starken Temperaturänderungen.

Hieraus ist zu schließen, dass in dem Rekuperator B ebenfalls eine Leckage vorliegt. Diese Leckage des Rekuperators B wurde bereits im Kapitel 4.3.3 kurz angesprochen, als die Frage erörtert wurde, an welchem der beiden Rekuperatoren die Zunahme der Leckage des als Einheit betrachteten Wärmeübertragers im Zeitraum März bis Juni 2000 aufgetreten ist. Zuvor wurde in dem Kapitel 4.3.2 für den Rekuperator B aber noch keine Leckage diagnostiziert. Dieses kann zwei Ursachen haben. Erstens ist es möglich, dass die diagnostizierte Leckage im Rekuperator B in dem Zeitraum März bis Juni 2000 aufgetreten ist. Zweitens ist es möglich, dass zum Zeitpunkt der Referenzmessungen im Sommer 1999 bereits eine Vorschädigung

dieses Apparates vorlag, die sich lediglich bis zum März 2000 nicht verändert hat. Eine eindeutige Aussage, wann die Leckage aufgetreten ist, kann damit nicht gemacht werden. Zweifelsfrei kann jedoch gesagt werden, dass eine Änderung im Leckagezustand des Rekuperators B im Zeitraum März bis Juni 2000 eingetreten ist.

4.4 Brennkammerdiagnose

Für die Zustandsdiagnose der Brennkammer ist in der Abb. 4.18 die bezogene Änderung des Brennkammerwirkungsgrades $\Delta\eta_{BK}$ als Diagnosegröße über der Zeit aufgetragen.

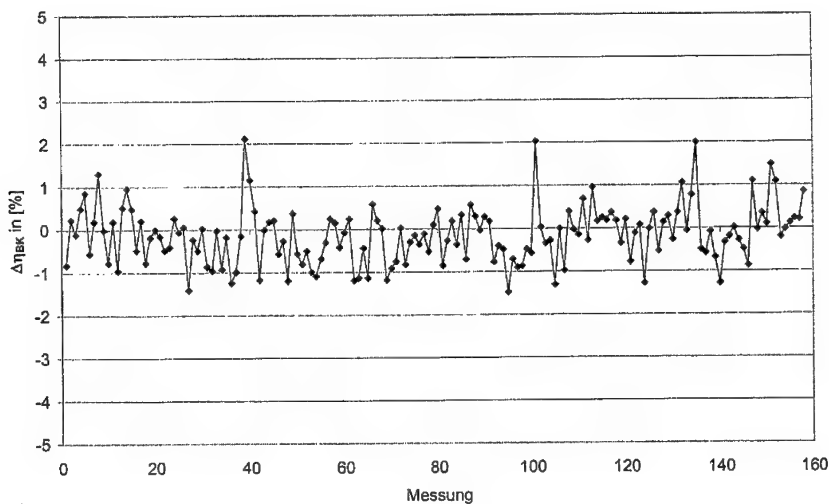


Abb. 4.18: Brennkammerdiagnose.

Diese Diagnosegröße berechnet sich aus der Definition des Brennkammerwirkungsgrades und Anwendung der Gl. (2.2). Der Brennkammerwirkungsgrad ändert sich nur schwach mit der Belastung (Berghaus, 1996). Aus diesem Grunde kann auf die Herausrechnung eines abweichenden Betriebspunktes verzichtet werden. Die Diagnosegröße lässt sich dadurch auf die bezogenen Änderungen der folgenden Messgrößen zurückführen: Temperaturen vor und nach der Brennkammer (T_3 , T_4), Temperatur des Brennstoffs (T_F), sowie die Massenströme der Verbrennungsluft (\dot{m}_{BK}) und des zugeführten Brennstoffs (\dot{m}_F). Die vollständige Herleitung dieser Diagnosegröße für die betrachtete Anlage kann in Höben-Störmer (1999) nachgelesen werden. Die Messwerte zur Beurteilung des aktuellen Zustands stammen wie bei

der Zustandsdiagnose der Rekuperatoren aus dem Juni 2000. Als Referenzzustand wurde der Zustand der Brennkammer im Februar 2000 festgelegt.

Die Diagnosegröße schwankt mit einer Streuung von $\pm 0,90\%$ um den Mittelwert von $-0,10\%$. Hierbei sind einige Ausreißer zu erkennen, die auf einen instationären Betriebszustand während der Messung zurückzuführen sind. Das dargestellte Diagnoseergebnis deutet auf eine geringfügige Verschlechterung des Brennkammerwirkungsgrades hin, der aber noch keine konkrete Instandhaltungsmaßnahme erfordert.

4.5 Turbinendiagnose

In diesem Kapitel wird die Zustandsdiagnose für das Turbinenmodul analog zum Axialverdichter für den Zeitraum vom 1. Februar bis zum 9. März diskutiert. Auch hier wurde dieser Zeitraum ausgewählt, da das Anti-Icing-System zeitweise aktiviert war - zeitweise aber auch nicht. Hierdurch soll die Leistungsfähigkeit dahingehend nachgewiesen werden, dass die variable Luftentnahme durch das Anti-Icing-System sich nicht negativ auf das Ergebnis der Diagnosegröße $\Delta \eta$ auswirkt. Bei der Interpretation der Ergebnisse ist zu berücksichtigen, dass die beiden Turbinenteile – der Turbinenteil des Gasgenerators und die Nutzturbine – hier als eine Einheit betrachtet werden müssen, da der Trenndruck p_5 zwischen den Turbinenteilen nicht als Messwert zur Verfügung steht (siehe Kapitel 3.2). Diese Größe lässt sich im Gegensatz zu Trenntemperaturen auch nicht rechnerisch ermitteln, da keine Angaben über die Wirkungsgrade der beiden Turbinenteile vorliegen, die eine Aufteilung des vorhandenen Enthalpiegefälles auf den Hoch- und Niederdruckteil ermöglichen könnten.

Für die Zustandsdiagnose wurde im Turbinenbereich ebenfalls das im Kapitel 2.4 beschriebene Verfahren mit einer konstanten Diagnosematrix, aber zehn belastungsabhängigen Referenzpunkten angewendet. Zusätzlich wurde die variable Luftentnahmemenge durch das Anti-Icing-System in der im Kapitel 2.5 beschriebenen Weise bei der Bestimmung der Diagnosegröße $\Delta \eta$ berücksichtigt.

In der Abb. 4.19 ist zunächst das Ergebnis für die Diagnosegröße $\Delta \eta$ der Turbine für den angegebenen Zeitraum dargestellt.

Die Diagnosegröße $\Delta \eta$ streut in einem Bereich von $\pm 0,82\%$ um den Mittelwert von $\bar{\Delta \eta} = 0\%$. Die Lastabhängigkeiten, die im Verdichterbereich ausführlich diskutiert wurden, konnten unter Berücksichtigung lastabhängiger Referenzpunkte auch im Turbinenbereich

herausgerechnet werden. Die Belastung der Anlage beeinflusst dieses Diagnoseergebnis somit ebenfalls nicht. Die Ausreißer, die in dem Diagnoseergebnis zu erkennen sind, lassen sich auf die Regeltätigkeit des Anti-Icing-Systems zurückführen, welches bewirkt, dass keine eindeutigen Beharrungszustände erreicht werden. Die im Kapitel 3.4 beschriebenen Einflüsse der Temperaturmessung kommen bei der Diagnose der Wirkungsgradänderung nun besonders zum Tragen.

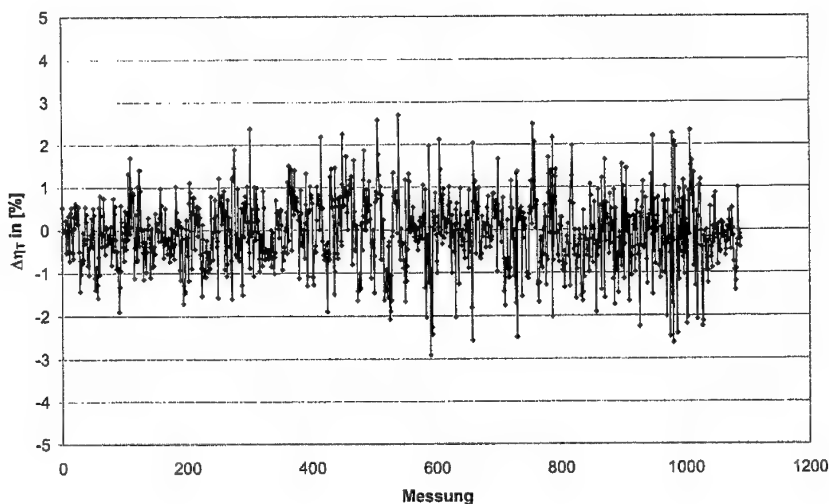


Abb. 4.19: Turbinenwirkungsgrad.

In der Abb. 4.20 ist für die Turbine die relative Durchsatzänderung $\Delta \dot{m}$ über der Zeit aufgetragen. Die variable Anti-Icing-Luftmenge wurde dabei in der Modellierung berücksichtigt. Es ist zu erkennen, dass die Diagnosegröße mit einer Streuung von $\pm 0,54\%$ um den Mittelwert von $\overline{\Delta \dot{m}} = 0\%$ schwankt. Auch hier zeigt sich zunächst, dass die Belastung der Anlage aufgrund der Verwendung belastungsabhängiger Referenzpunkte keinen Einfluss auf dieses Diagnoseergebnis hat.

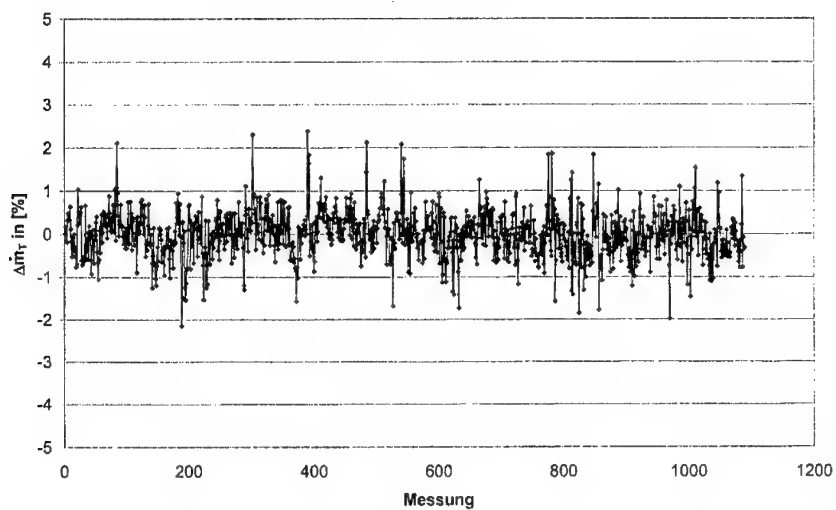


Abb. 4.20: Turbinendurchsatz.

Um die Notwendigkeit der Berücksichtigung variabler Luftentnahmemengen zu demonstrieren, ist die Zustandsdiagnose für den Turbinendurchsatz in der Abb. 4.21 ohne Berücksichtigung dieser variablen Luftentnahmemenge dargestellt.

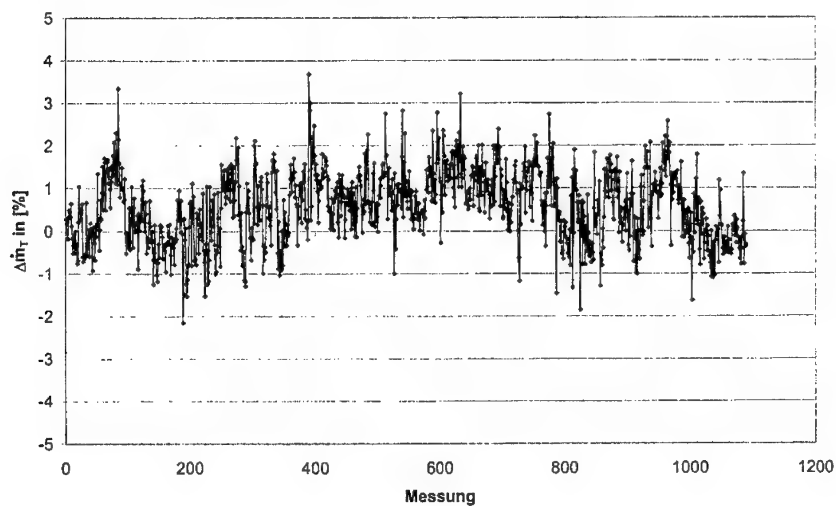


Abb. 4.21: Turbinendurchsatz ohne Berücksichtigung einer variablen Luftentnahmemenge.

Die mittlere Abweichung der Diagnosegröße beträgt jetzt $\overline{\Delta m} = +0,58\%$ bei einer Streuung von $\pm 0,83\%$. Die positive Ablage der Diagnosegröße Δm ist dabei in den Phasen, in denen das Anti-Icing-System aktiviert ist, um so größer, je mehr verdichtete und vorgewärmte Luft dem Prozess entnommen wird. Es wird also eine eindeutige Massenstromzunahme diagnostiziert, die in der Interpretation dieses Ergebnisses eine geringere Drosselwirkung der Turbine als Folge einer Beschädigung der Turbinenschaufeln beschreibt. Diese Massenstromzunahme liegt darin begründet, dass aufgrund der gemessenen Größen ein Betriebspunkt vorausberechnet wird, der einen geringeren Massenstrom als den tatsächlichen aufweist. Der in die Berechnung eingehende gemessene Massenstrom ist aber für diesen Betriebspunkt wiederum zu groß, da er nicht um die Anti-Icing-Luftmenge reduziert wurde. Hierdurch kommt es zu der dargestellten positiven Ablage der Diagnosegröße.

Als Endergebnis der Zustandsdiagnose für die zusammengefassten Turbinenteile bleibt festzuhalten, dass in dem Untersuchungszeitraum keine Schäden festgestellt wurden. Ein Bedarf für eine Wartung oder Instandsetzung hat sich also nicht ergeben.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel dieser Arbeit war es, einen Beitrag zur zustandsorientierten Instandhaltung von Gasturbinenanlagen zu leisten. Gegenstand der Untersuchung waren Diagnosesysteme, die den Zustand der vom Arbeitsgas durchströmten Komponenten im stationären Betrieb bestimmen und somit eine Grundlage für eine zustandsorientierte Instandhaltung legen. Bisherige Untersuchungen beschränkten sich jeweils auf die Zustandsdiagnose der Grundkomponenten von Gasturbinen, den Verdichter, die Brennkammer und die Turbine. Filtersysteme zur Reinigung der angesaugten Prozessluft und Wärmeübertrager in rekuperativen Gasturbinenprozessen waren dabei noch nicht Gegenstand der Untersuchungen, obwohl der Zustand dieser Komponenten einen großen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad des Prozesses und somit auf die Kosten hat. Aus diesem Grunde wurden im Rahmen dieser Arbeit die bestehenden Diagnosesysteme um diese beiden Komponenten erweitert. Darüber hinaus wurde die Zustandsdiagnose von Verdichtern und Turbinen über weite Lastbereiche hinweg anwendbar gemacht und eine variable Luftentnahmemenge bei der Modellierung im Turbinenbereich berücksichtigt.

Das im theoretischen Teil beschriebene Verfahren zur Zustandsdiagnose wurde im Rahmen dieser Arbeit auf einer Erdgasverdichterstation der Verbundnetz Gas AG implementiert. Im praktischen Einsatz konnte die Leistungsfähigkeit des Diagnosemodells nachgewiesen werden. Zur Berechnung der zur Zustandsbeurteilung notwendigen Diagnosegrößen konnte dabei im wesentlichen auf die vorhandene Betriebsmesstechnik zurückgegriffen werden.

Im einzelnen wurden die folgenden Ergebnisse erzielt:

- Eine umfassende Zustandsdiagnose von Ansaugfiltersystemen ist anhand der Änderung des Verlustbeiwertes $\Delta\zeta_v$ als Diagnosegröße möglich. An der untersuchten Anlage konnte gezeigt werden, dass eine beginnende Vereisung und eine Verschmutzung eindeutig diagnostizierbar sind. Die Vereisung wurde sogar deutlich früher diagnostiziert, als von dem installierten Anti-Icing-System, welches diese Vereisung gerade verhindern soll. Aus diesem Grunde bietet es sich an, das vorhandene Anti-Icing-System über die Änderung des Verlustbeiwertes als Sollgröße zu regeln, um zukünftige Vereisungen des Filters und mögliche Folgeschäden zu vermeiden. Der Wechsel verschmutzter

Filterkomponenten, welcher bisher in festen Intervallen erfolgte, kann mit Hilfe des Diagnosesystems jetzt zustandsabhängig erfolgen.

- Eine Zustandsdiagnose von Wärmeerübertragern und damit eine Unterscheidung hinsichtlich der möglichen Fehler, interne Leckage und Verschmutzung, ist mit Hilfe der in dieser Arbeit eingeführten Diagnosegrößen bezogener Leckagemassentrom Δm und Änderung der dimensionslosen Übertragungsfähigkeit ΔNTU möglich. Die Änderung des Wirkungsgrades $\Delta \eta$ ist als Diagnosegröße zur Beurteilung von Wärmeerübertragern ungeeignet, da im Falle einer Leckage Wirkungsgradverbesserungen diagnostiziert werden, die nicht sinnvoll sind. Es konnte eindeutig das Vorliegen von Leckagen in beiden Rekuperatoren der betrachteten Anlage diagnostiziert werden. Für die Beurteilung hinsichtlich einer Verschmutzung bei einer gleichzeitig vorliegenden Leckage sind die Temperaturen auf der Rauchgasseite und die Fluidmassenströme auf beiden Seiten des Wärmeerübertragers zu korrigieren. Ein entsprechendes Verfahren wurde entwickelt. Zur Korrektur dieser Größen bei parallel geschalteten Rekuperatoren ist es erforderlich, die genaue Aufteilung der Massenströme in den Fluten zu kennen. Aus diesem Grunde ist eine umfangreiche Instrumentierung zur Mengenummessung in den einzelnen Fluten vorzusehen. Im Fall der praktisch untersuchten Anlage lag aber nur eine Mengenummessung am Eintritt der Gasturbinenanlage vor, weshalb eine Beurteilung hinsichtlich einer Verschmutzung nur für den als Einheit betrachteten Wärmeerübertrager möglich war. Eine Verschmutzung der wärmeerübertragenden Flächen konnte trotz der messtechnischen Einschränkung letztendlich ausgeschlossen werden.
- Die Zustandsdiagnose des Axialverdichters und der Turbine über weite Lastbereiche hinweg wurde gegenüber bisherigen Verfahren erweitert. Es ist nunmehr möglich, die Diagnosematrix, die die thermodynamischen Zusammenhänge beschreibt, als konstant anzusehen und lediglich den Referenzzustand an die jeweilige Belastung der Anlage anzupassen. In beiden Komponenten konnten dabei keine Zustandsfehler diagnostiziert werden. Im Verdichterbereich hat sich darüber hinaus gezeigt, dass das Ansaugfiltersystem in Verbindung mit den regelmäßig durchgeführten On-Line-Verdichterwäschen

während des Betriebes ausreichend effektiv ist, um einer bleibenden Verschmutzung der Verdichterbeschaufelung entgegenzuwirken.

- In der Modellierung im Turbinenbereich wurde eine variable Luftentnahmemenge durch das Anti-Icing-System der untersuchten Anlage berücksichtigt. Hierdurch konnte die Anzeige von scheinbaren Leckagen im Diagnoseergebnis eliminiert werden. Fehldiagnosen, die auf variable Luftentnahmen vor der Turbine zurückzuführen sind, können damit vermieden werden.

Aus den Ergebnissen dieser Arbeit lassen sich einige Ansatzpunkte für weitere Arbeiten im Bereich der zustandsorientierten Instandhaltung formulieren:

- Eine Zustandsdiagnose des Erdgasverdichters der untersuchten Erdgas-Verdichterstation Sayda kann nach einer Anpassung an das geförderte Medium nach den gleichen Grundgleichungen wie die Zustandsdiagnose des Axialverdichters der antreibenden Gasturbine erfolgen.
- Die Beziehungen, die für die Zustandsdiagnose von Wärmeübertragern hergeleitet wurden, können so auch für die Beurteilung von Zwischenkühlern im Verdichterbereich, für Abhitzeessel in kombinierten Gas-Dampf-Prozessen und für die Diagnose von Kondensatoren in Dampfturbinenanlagen angewendet werden.

Das beschriebene Verfahren der Zustandsdiagnose von Gasturbinenkomponenten auf Basis der Gas-Pfad-Analyse ist nur ein Baustein eines zustandsorientierten Instandhaltungssystems. Im technischen Bereich des Betreibers einer Gasturbinenanlage sind die Ergebnisse dieses Diagnoseverfahrens mit denjenigen weiterer Verfahren, z.B. einer Schwingungsanalyse oder einer Verbrennungsüberwachung, zusammen zu führen. Die Kombination der Einzelergebnisse kann dann in eine Lebensdauerprognose der einzelnen Gasturbinenkomponenten münden. Im administrativen Bereich ist darüber hinaus ein umfassendes Instandhaltungsmanagement einzuführen, welches die Ergebnisse der technischen Zustandsdiagnose überwacht und in entsprechende Maßnahmen umsetzt. Hierzu bedarf es einer entsprechenden Organisation, die die Verantwortungen und Entscheidungsbefugnisse sowie das Vorgehen bei diagnostizierten außergewöhnlichen Betriebszuständen regelt. Nach der Durchführung dieser Einzelmaßnahmen könnten dann letztendlich die heute noch vielfach

üblichen festen Instandhaltungsintervalle entfallen. Eine Steigerung der Wirtschaftlichkeit ohne Verlust an Zuverlässigkeit und Betriebssicherheit wäre damit möglich, und die Wettbewerbsfähigkeit auf den hart umkämpften Energiemärkten gesteigert.

6 Anhang

Tab. 6.1: Technische Auslegungsparameter der Gasturbine GT 750-6 bei Nennlast.

Kupplungsleistung	7,0 MW
Gesamtdruckverhältnis des Axialverdichters	4,5 : 1
maximale Temperatur vor HD-Turbine	765 °C
Drehzahlbereich HD-Turbine	4.200 – 5.450 min ⁻¹
Drehzahlbereich ND-Turbine	4.100 – 6.000 min ⁻¹
Thermischer Wirkungsgrad	32 %
Wirkungsgrad der Rohrbündelrekuperatoren	83 %

Tab. 6.2: Geometrische Abmessungen.

Ansaugkanal	b = 1410 mm h = 1085 mm A = 1,5299 m ²	
Anti-Icing-Kanal	d = 200 mm A = 0,0314 m ²	
Axialverdichter	d _{Ei} = 725 mm d _{Ea} = 1015 mm h _E = 145 mm A _E = 0,39631 m ²	d _{Ai} = 725 mm d _{Aa} = 848 mm h _A = 61,5 mm A _A = 0,15196 m ²
Gaserzeugerturbine	d _{Ei} = 730 mm d _{Ea} = 986 mm h _E = 128 mm A _E = 0,34502 m ²	d _{Ai} = 735 mm d _{Aa} = 1039 mm h _A = 152 mm A _A = 0,42356 m ²
Nutzturbine	d _{Ei} = 760 mm d _{Ea} = 1180 mm h _E = 210 mm A _E = 0,63994 m ²	

Tab. 6.3: Messstellenübersicht.

Messstelle	Bezeichnung	Schnittstelle	Messstelle VNG	Messumformer	Sensor	Messbereich	Messsignal
	Datum	rechnerintern					
	Uhrzeit	rechnerintern					
P ₀	Umgebungsdruck	SIMATIC S5	PIT 4005	Rosemount 3051 CA 1		860...960 mbar	4...20mA
T ₀	Umgebungstemperatur	SIMATIC S5	TIC 4011	Esters Messumformer TMU 1900	2xPt 100	-30...+70°C	4...20mA
P ₁	Unterdruck Ansaugkanal	DC 24	PICAZ 4003	Rosemount 3051	Bohrung	0... -20 mbar	4...20mA
q ₁	Wirkdruck Ansaugkanal	SIMATIC S5	PIT 4006	Rosemount 3051 CD 1	Annubar	0... 20 mbar	4...20mA
T ₁	Temperatur Ansaugkanal	DC 24	TIC 4002	Esters Messumformer TMU 1900	2xPt 100	-50... +150 °C	4...20mA
P ₂	Luftdruck nach Axialverdichter	DC 24	PI 4004	Rosemount 2088	Bohrung	0... 10 bar	4...20mA
T _{2A}	Lufttemperatur vor Rekuperator A	DC 24	TI 4003	Esters Messumformer TMU 1900	2xPt 100	0... 200 °C	4...20mA
T _{2B}	Lufttemperatur vor Rekuperator B	DC 24	TI 4004	Esters Messumformer TMU 1900	2xPt 100	0... 200 °C	4...20mA
η _{NDT}	Drehzahl HDT	SIMATIC S5	SI 350	Esters Digitaltachometer 2050	elektromagnetischer Geber	0... 8000 1/min	4...20mA
T _{3A}	Lufttemperatur nach Rekuperator A	DC 24	TI 4005	Esters Messumformer TMU 1900	2xPt 100	0... 500°C	4...20mA
T _{3B}	Lufttemperatur nach Rekuperator B	DC 24	TI 4006	Esters Messumformer TMU 1900	2xPt 100	0... 500°C	4...20mA
ḡ _F	Brenngasmassenstrom	SIMATIC S5					
q ₄	Wirkdruck im Anti-Icing-Kanal	SIMATIC S5	PIT 4007	Rosemount 3051 CD 1	Annubar	0... 50 mbar	4...20mA
T ₄	Rauchgasstemperatur vor HDT	SIMATIC S5	TI 312	Esters Messumformer TMU 1900	NiCr-Ni	0... 1000°C	4...20mA
P _{5A}	Rauchgasdruck hinter NDT	DC 24	PI 4001	Rosemount 2088	Bohrung	0... 100 mbar	4...20mA
P _{5B}	Rauchgasdruck hinter NDT	DC 24	PI 4002	Rosemount 2088	Bohrung	0... 100 mbar	4...20mA
T _{5A}	Rauchgasstemperatur vor Rekuperator A	DC 24	TI 4007	Esters Messumformer TMU 1900	2xPt 100	0... 600°C	4...20mA
T _{5B}	Rauchgasstemperatur vor Rekuperator B	DC 24	TI 4008	Esters Messumformer TMU 1900	2xPt 100	0... 600°C	4...20mA
η _{NDT}	Drehzahl NDT	SIMATIC S5	SI 352	Esters Digitaltachometer 2050	elektromagnetischer Geber	0... 8000 1/min	4...20mA
T _{7A}	Rauchgasstemperatur hinter Rekuperator A	DC 24	TI 4009	Esters Messumformer TMU 1900	2xPt 100	-50... 500°C	4...20mA
T _{7B}	Rauchgasstemperatur hinter Rekuperator B	DC 24	TI 4010	Esters Messumformer TMU 1900	2xPt 100	-50... 500°C	4...20mA

Tab. 6.4: Aufteilung der Teillastbereiche.

Lastbereich	M_{li}
1	0.690-0.719
2	0.720-0.729
3	0.730-0.739
4	0.740-0.749
5	0.750-0.759
6	0.760-0.769
7	0.770-0.779
8	0.780-0.789
9	0.790-0.799
10	0.800-0.820

Tab. 6.5: Diagnosematrix bei deaktiviertem Anti-Icing-System.

	Δp_0	Δp_1	Δq_1	Δp_{VI}	ΔT_1	Δp_2	ΔT_2	ΔT_3	ΔT_4	Δp_6	ΔT_6	Δq_{AI}	Δm_F	Δn_{HDT}
$\Delta \zeta_V$	-0.100	0.099	-0.099	0.100	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
$\Delta \dot{m}_V$	0.000	-0.873	0.494	0.000	1.226	0.378	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-2.453
$\Delta \eta_V$	0.000	-0.379	0.000	0.000	2.066	0.379	-2.680	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	1.229
$\Delta \eta_{BK}$	0.000	0.326	0.319	0.000	-0.323	0.000	0.000	-1.200	2.200	0.000	0.000	0.000	-0.645	0.000
$\Delta \dot{m}_T$	0.000	0.511	0.499	0.000	-0.505	-1.271	0.000	0.000	0.069	0.271	0.000	0.000	0.006	0.861
$\Delta \eta_T$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.644	0.000	0.000	2.448	0.644	-2.416	0.000	0.000	-0.063

Tab. 6.6: Diagnosematrix bei aktiviertem Anti-Icing-System.

	Δp_0	Δp_1	Δq_1	Δp_{VI}	ΔT_1	Δp_2	ΔT_2	ΔT_3	ΔT_4	Δp_6	ΔT_6	Δq_{AI}	Δm_F	Δn_{HDT}
$\Delta \zeta_V$	-0.100	0.099	-0.099	0.100	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
$\Delta \dot{m}_V$	0.000	-0.873	0.494	0.000	1.226	0.378	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-2.453
$\Delta \eta_V$	0.000	-0.379	0.000	0.000	2.066	0.379	-2.680	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	1.229
$\Delta \eta_{BK}$	-0.012	0.326	0.319	0.000	-0.323	0.000	0.000	-1.212	2.200	0.000	0.000	-0.012	-0.645	0.000
$\Delta \dot{m}_T$	-0.019	0.511	0.499	0.000	-0.505	-1.271	0.000	0.019	0.069	0.271	0.000	-0.019	0.006	0.861
$\Delta \eta_T$	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.644	0.000	0.000	2.448	0.644	-2.416	0.000	0.000	-0.063

7 Literaturverzeichnis

- Berghaus, H.**, 1996, Diagnose mit der GPA an einer Gasturbine und einem Flugtriebwerk, Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Universität der Bundeswehr Hamburg, Hamburg.
- Berndt, M.**, 2000, Validierung eines Diagnosesystems zur thermodynamischen Zustandsdiagnose einer Gasturbinenanlage, Studienarbeit, Laboratorium für Strömungsmaschinen, Universität der Bundeswehr Hamburg, Hamburg (unveröffentlicht).
- Blank, D., Grün, M.**, 1997, Monitoring, Analyse und Diagnose: Gestuftes Überwachungssystem für Kraftwerke, in: Monitoring und Diagnose in energietechnischen Anlagen, VDI-Berichte 1359, S. 79 - 87.
- Bräunling, W.**, 2000, Der neue Bekannte: Das rekuperative Triebwerk, MTU Report Spezial 1/2000, S. 16 - 19.
- Brockmann, H.-J.**, 1987, Thermodynamik, in: Taschenbuch für den Maschinenbau / Dubbel, hrsg. von W. Beitz u. K.-H. Küttner, 16. korrigierte u. erweiterte Auflage, Springer, Berlin.
- Dielmann, K.-P., Schieke, W.**, 2000, Mikro-Gasturbinen - Aufbau und Anwendung, in: Gasturbinen für kombinierte Gas-Dampfturbinenanlagen, VDI-Berichte Nr. 1566, S. 187 - 210.
- DIN 43770**, Elektrische Temperaturmessgeräte, Beuth, Berlin.
- Fiedler, K.**, 1983, Diagnoseverfahren für LARZAC-Triebwerk, Institutsbericht Nr. 83/03, Laboratorium für Strömungsmaschinen, Universität der Bundeswehr Hamburg, Hamburg (unveröffentlicht).
- Fiedler, K., Lunderstädt, R.**, 1992, Prädiktive Diagnose an Turboflugtriebwerken und stationären Gasturbinenanlagen, in: Uniforschung 1/92, Forschungsmagazin der Universität der Bundeswehr Hamburg, S. 16 - 22.
- Fritzsche, T.**, 2000, Validierung eines Diagnoseverfahrens zur zustandsorientierten Instandhaltung von Rekuperatoren in Gasturbinenprozessen, Diplomarbeit, Laboratorium für Strömungsmaschinen, Universität der Bundeswehr Hamburg, Hamburg (unveröffentlicht).
- Girbig, P.**, 2000, Thermodynamische Zustandsdiagnose an Dampfturbinen, Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Universität der Bundeswehr Hamburg, Hamburg.
- Gläser, M., Klingner, B., Prochazka, M., Toth, A., Veseley, S.**, 1998, Leistungssteigerung der Gasturbinen-Verdichtereinheiten auf der Verdichterstation Sayda der Verbundnetz Gas AG, in: gwf-Gas/Erdgas 139, Heft 7.

- Höben-Störmer, R.**, 1999, Diagnosesystem für die Gasturbinen-Verdichtereinheiten auf der Verdichterstation Sayda der Verbundnetz Gas AG, Institutsbericht Nr. 99/02, Laboratorium für Strömungsmaschinen, Universität der Bundeswehr Hamburg, Hamburg (unveröffentlicht).
- Höben-Störmer, R., Fiedler, K.**, 2000a, An Approach for Condition Diagnosis of Heat Exchangers in Recuperated Gas Turbines, Proceedings, International Joint Power Generation Conference and Exposition 2000, ASME, Miami Beach.
- Höben-Störmer, R., Fiedler, K.**, 2000b, Zustandsdiagnose von Wärmeübertragern in energietechnischen Anlagen, in: Gasturbinen für kombinierte Gas-Dampfturbinenanlagen, VDI-Berichte 1566, S. 95 - 104.
- Junk, R.**, 1997, Zustandsdiagnose an Flugtriebwerken unter realen Betriebsbedingungen mit integrierter Sensorüberwachung, Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Universität der Bundeswehr Hamburg, Hamburg.
- Kalaitzis, D.**, 1999, Instandhaltungscontrolling als Instrument zur Ausschöpfung von Rationalisierungspotentialen, in: Kosten-Rechnungs-Praxis Sonderheft 1/99: Instandhaltungscontrolling, S. 15 - 19.
- Luftfahrt-Bundesamt**, 1980, Grundlagen der Luftfahrzeugtechnik in Theorie und Praxis, Bd. III: Triebwerk, TÜV Rheinland, Köln.
- Mayer, H.**, 1992, Betriebserfahrungen mit dem Diagnosesystem für die Gasturbine der Firma Carl Freudenberg, in: VGB Kraftwerkstechnik 72, Heft 10, S. 867 - 870.
- Menßen, W., Höben-Störmer, R.**, 2000, Diagnoseprogramm für die Gasturbinen-Verdichtereinheiten auf der Verdichterstation Sayda der Verbundnetz Gas AG, Laboratorium für Strömungsmaschinen/Institut für Automatisierungstechnik, Universität der Bundeswehr Hamburg, Hamburg (unveröffentlicht).
- Müller, R.**, 1997, Luftstrahltriebwerke, Vieweg, Braunschweig.
- zur Nieden, H.**, 2000, Anpassung der Gas-Pfad-Analyse an Erfordernisse der Diagnose einer militärischen Flugtriebwerksflotte, Fortschrittberichte VDI, Reihe 6, Nr. 430, VDI, Düsseldorf.
- Plohr, M., Döpelheuer, A., Lecht, M.**, 1999, The gas turbine heat cycle and its influence on fuel efficiency and emissions, Symposium on Gas Turbine Operation and Technology for Land, Sea and Air Propulsion and Power Systems, Ottawa, Canada.
- Profos, P., Pfeifer, T.**, 1994, Handbuch der industriellen Meßtechnik, 6. durchges. u. korr. Auflage, Oldenbourg, München.
- Pulicani, P., Zampieri, G.**, 1996, Turbomachinery diagnostic system: SNAM Cortemaggiore compressor station as typical application, Proceedings, 1996 Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, ASME, New York.

- Roesnick, M.**, 1984, Eine systemtheoretische Lösung des Fehlerdiagnoseproblems am Beispiel eines Flugtriebwerks, Dissertation Fachbereich Maschinenbau, Universität der Bundeswehr Hamburg, Hamburg.
- Roetzel, W., Spang, B.**, 1997, Berechnung von Wärmeübertragern, in: VDI-Wärmeatlas, 8. Auflage, VDI, Düsseldorf.
- Saravanamuttoo, H.I.H., MacIssac B.D.**, 1983, Thermodynamic Models for Pipeline Turbine Diagnostics, Journal of Engineering for Power, Vol. 105, S. 875 - 884.
- Schippers, K., Then, O.**, 2000, Anforderungen eines Gasturbinenbetreibers an die Hersteller im liberalisierten Markt, VDI-GET Fachtagung: Gasturbinen für kombinierte Gas-Dampfturbinenanlagen, Essen.
- Schmidt, K.-J.**, 1992, Experimentelle und theoretische Untersuchungen zum instationären Betriebsverhalten von Gasturbinentriebwerken, Fortschrittberichte VDI, Reihe 7, Nr. 203, VDI, Düsseldorf.
- Stoff, H.**, 1997, Arbeitskreis zur VDMA-Richtlinie über „Gasturbinen-Trend-Monitoring, in: Monitoring und Diagnose in energietechnischen Anlagen, VDI-Berichte 1359, S. 509 – 524.
- Stoneham, D.**, 1998, The Maintenance Management and Technology Handbook, 1. Aufl., Elsevier Advanced Technology, Oxford.
- Sturm, A., Förster, R.**, 1990, Maschinen- und Anlagendiagnostik für die zustandsbezogene Instandhaltung, Teubner, Stuttgart.
- Unsal, R., Boyce, M.**, 1988, Experience with an Online Condition Monitoring System, Proceedings of the 17th Turbomachinery Symposium.
- Urban, L.A.**, 1972, Gas Path Analysis applied to turbine engine condition monitoring, AIAA Paper No. 72-1082, New Orleans.
- Xuan, Y.**, 1991, Thermische Modellierung mehrgängiger Rohrbündelwärmeübertrager mit Umlenkblechen und geteiltem Mantelstrom, Dissertation, Fachbereich Maschinenbau, Universität der Bundeswehr Hamburg, Hamburg.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Rüdiger Höben-Störmer
Geburtsdatum	2. April 1968
Geburtsort	Hamburg
Familienstand	verheiratet

Schulausbildung

1974 - 1978	Hermann-Löns-Schule, Ellerbek
1978 - 1987	Wolfgang-Borchert-Gymnasium, Halstenbek
	Abschluss: Abitur

Hochschulausbildung

10/1988 – 04/1992	Universität der Bundeswehr Hamburg: Studium des allgemeinen Maschinenbaus Abschluss: Diplom-Ingenieur
04/1991 - 07/1998	Fernuniversität Hagen: Betriebswirtschaftliches Zusatzstudium Abschluss: Diplom-Wirtschaftsingenieur

Beruflicher Werdegang

07/1987 - 09/1988	Eintritt in die Bundeswehr, Ausbildung zum Marineoffizier
05/1992 - 09/1993	Ausbildung zum Schiffstechnik Offizier
10/1993 - 06/1996	Einsatz als Leitender Schiffstechnik Offizier auf Schnellbooten und Versorgungsschiffen der Marine
06/1996 - 09/1998	Leiter einer Studentenfachbereichsgruppe an der Universität der Bundeswehr Hamburg
10/1998 - 12/2000	Wissenschaftlicher Assistent am Institut für Strömungslehre und Strömungsmaschinen an der Universität der Bundeswehr Hamburg
ab 01/2001	Projektingenieur im Bereich Powerplant Overhaul, Lufthansa Technik AG, Hamburg